

### Bericht über Versuche mit neueren Blasrohrformen.

Von F. Meineke, Berlin.

Im letzten Jahrzehnt sind so viele neue Blasrohrformen entstanden, daß es wieder einmal nötig wurde durch Versuche Berechnungsgrundlagen zu finden. Das einfache Strahlgebläse mit Kreisform des Blasrohrs und Schornsteins schien durch die Arbeiten von Zeuner\*) und Strahl\*\*) theoretisch und praktisch genügend geklärt zu sein und deshalb sollten die Versuche darüber aufklären, ob durch die neuen Formen des Strahlgebläses sein Wirkungsgrad verbessert wird. Dabei ist zu beachten, daß mit wachsender Lokomotivleistung, d. h. höher liegendem größeren Kessel, die verfügbare Schornsteinbauhöhe abnimmt und daß wegen der beschränkten Ausbreitung des Dampfstrahls die Schornsteine kürzer und enger werden müssen. Diese Querschnittsverminderung verschlechtert aber den Wirkungsgrad und wenn es gelingt, den Dampfstrahl so weit zu spreizen, daß er auch einen kurzen, weiten Schornstein ausfüllt, so bedeutet auch das eine Verbesserung des Wirkungsgrades.

#### Versuchseinrichtung.

Die Versuche wurden mit Unterstützung der deutschen Forschungsgemeinschaft im November 1933 im Institut für technische Strömungsforschung der Technischen Hochschule Berlin (Professor Föttinger) begonnen, wobei mir seine großen Erfahrungen zugute kamen. Später, als ein größerer Ventilator gebraucht wurde und ich auch mit Dampf blasen wollte, zog ich in das Kesselhaus des Maschinenlaboratoriums (Professor Schöne). Die Abb. 1 und 2 zeigen die Anordnung. Ein Ventilator liefert das Luftgewicht  $D$  kg/h, das in dem Venturirohre durch den Druckabfall  $(p_2 - p_1)$  mm WS. gemessen wird; aus dem Überdruck  $\Delta p$  vor dem Blasrohr ergibt sich die Leistung  $\frac{D \cdot \Delta p}{\gamma}$  ( $\gamma$  = spezifisches Gewicht der Luft). Die angesaugte Luft  $L$  wird durch den Unterdruck  $(h_2 - h_1)$  der beiden gleich großen Meßblenden gemessen. Die Leistung ist  $\frac{L}{\gamma_2} \cdot \Delta h$  ( $\Delta h$  = mm WS. Unterdruck in der Kammer,  $\gamma_2$  = spezifisches Gewicht der Luft) und der Wirkungsgrad des Strahlgebläses ist

$$\eta_b = \frac{L}{D} \cdot \frac{\Delta h}{\Delta p} \cdot \frac{\gamma}{\gamma_2} \dots \dots \dots 1)$$

Die Maße der Versuchsanlage entsprechen denen der Reihe 03 der Deutschen Reichsbahn in halber wahrer Größe, so daß alle Querschnitte auf  $\frac{1}{4}$  vermindert sind. Die Größe der Meßblenden war so zu bestimmen, daß die gleichen Widerstände wie im Lokomotivkessel entstehen. Dann entspricht der Unterdruck in der Kammer  $\Delta h$  der Wirklichkeit. Zu dem Zweck wurde der Strahlsche Widerstandwert

$$\alpha = \Delta h : \left( \frac{Q}{3600 R} \right)^2$$

\*) Das Lokomotivenblasrohr, Zürich 1863 und Die Wirkung des Blasrohr-Apparates bei Lok. mit konisch-divergenter Esse, Zürich 1870. — Der Civil-Ingenieur, Bd. 17 (1871), S. 1.

\*\*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes., Bd. 48 (1911), S. 321.

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. Neue Folge. LXXIV. Band. 13. Heft 1937.

bestimmt ( $Q$  = Rauchgasgewicht kg/h,  $R$  = Rostfläche  $m^2$ ). In der Zeunerschen Gleichung

$$\frac{L}{D} = \sqrt{\frac{\frac{F_1}{F} - \lambda}{\lambda + \mu \left( \frac{F_1}{F_2} \right)^2} \dots \dots \dots 2)}$$

kann, wenn  $\gamma = \gamma_2$  ist  $\mu \cdot \left( \frac{F_1}{F_2} \right)^2 = g \cdot \alpha \cdot \left( \frac{F_1}{R} \right)^2$  gesetzt werden\*),

wobei nach Zeuners Ableitung  $\mu = \frac{1}{2} \cdot \frac{\gamma}{\gamma_2} \cdot (1 + \zeta_2)$ .

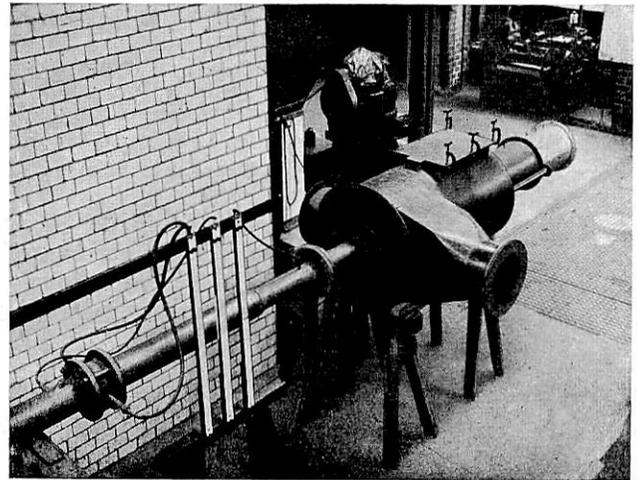


Abb. 1. Ansicht der Versuchseinrichtung.

Die zylindrische Schornsteinverlängerung ist heller und deshalb gut sichtbar. Durch den mit Schraubzwingen verschlossenen Deckel wurden die Düsen eingebracht. Links ist der Venturieinsatz. Vor und hinter ihm mußten große Rohrlängen zur Beruhigung der Strömung eingesetzt werden. Der Druckverlust vom Ventilator bis zur Meßstelle des Blasrohrdrucks war deshalb sehr groß, z. B. 270 mm W. S. bei 330 mm W. S. vor dem Blasrohr.

Da  $\gamma_2 = \gamma$  ist, so wäre mit dem Widerstandswert  $\zeta_2 = 0 : \mu = 0,5$ .

Die Luft findet aber bei der Strömung durch die Löcher des Stützblechs in der Kammer einen Widerstand, so daß der Unterdruck dort durchschnittlich 1,25mal größer war, als hinter der Meßblende. Folglich ist  $(1 + \zeta_2) = 1,25$  und  $\mu = 0,625$ . Die Kontraktionszahl der Meßblende ist im vorliegenden Fall  $\alpha = 0,6$  und somit nimmt die Gl. 2) die Form an:

$$\frac{L}{D} = \sqrt{\frac{\frac{F_1}{F} - \lambda}{\lambda + 0,625 \cdot \left( \frac{F_1}{0,6 F_2} \right)^2} \dots \dots \dots 3)}$$

\*) Meineke, Kurzes Lehrbuch des Dampflokotivbaus, S. 43. Die wirkliche Rostfläche  $R$  wird besser durch die Rechnungsfläche  $\Re$  ersetzt.

Mit den Zahlenwerten nach Abb. 2 wird  $L:D = 2,45$ . Den zwei Blenden von 220 mm Durchmesser entspricht  $\alpha = 48,8$ .

Bei jedem Versuch wurde folgendes gemessen: Barometerstand, Temperaturen vor dem Venturirohr und vor den Meßblenden, Druck an drei Stellen des Venturirohrs, Blasrohr-

Unterdruck zum Teil auf. Der Wirkungsgrad fällt stark und „die Lokomotive macht keinen Dampf“.

Die Versuchsbedingungen wurden unverändert gelassen in bezug auf die Querschnitte  $F, F_1, F_0$ . Schwankungen in der Antriebsleistung des Ventilators wurden zugelassen, nachdem

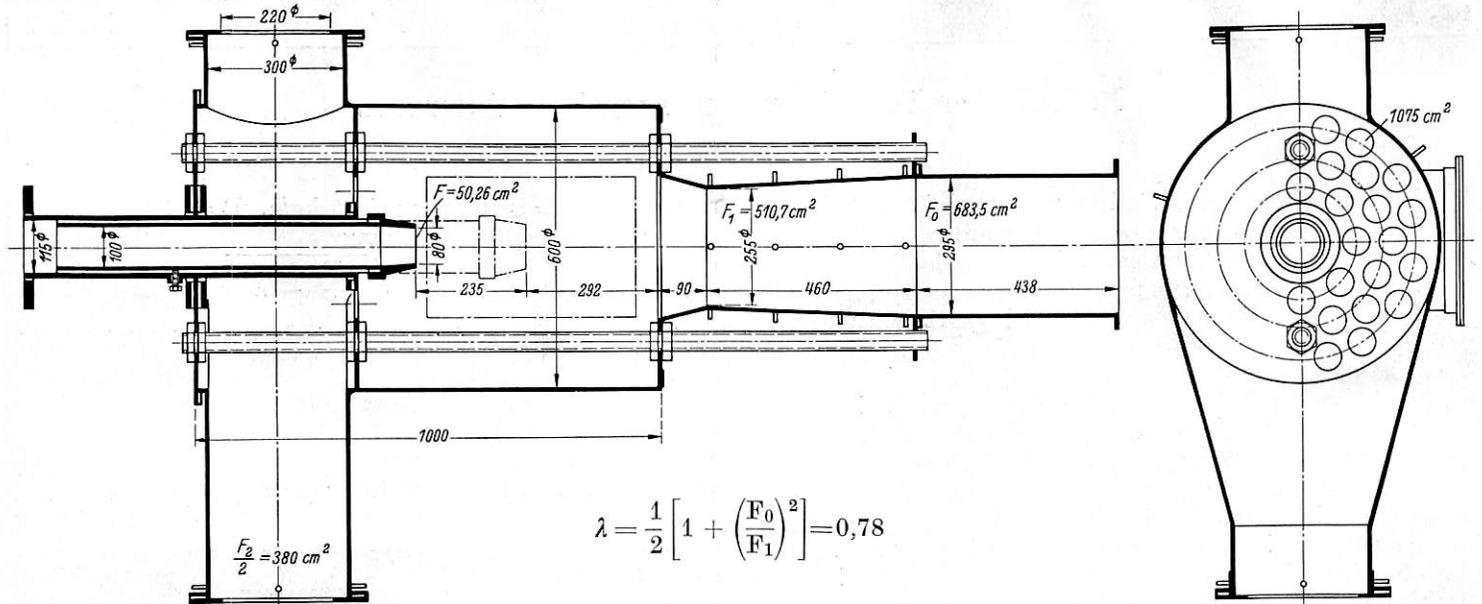


Abb. 2.

Waagerechter Schnitt durch die Versuchseinrichtung. Die in Abb. 1 sichtbare Öffnung ist strichpunktiert. Die Führungsrohre dienen zur Sicherung der axialen Lage von Blasrohr und Schornstein, die Schornsteinhöhe  $h$ , nämlich das Maß von Oberkante Blasrohr bis Oberkante Schornstein kann von 1280 bis 1515 mm verändert werden.

druck, Unterdruck an der Meßblende und in der Kammer, sowie die Druckverteilung im Schornstein. Dieser war, wie in Abb. 2 angegeben, mit 16 Meßstellen für Pitot-Rohre versehen, mit denen der Strömungsdruck gemessen wurde; er

eineige Versuche bestätigt hatten, daß  $L:D$  und  $\eta_b$  innerhalb sehr weiter Grenzen von der Ventilatorleistung nicht beeinflusst werden. Der Blasrohrdruck war dann etwas veränderlich.

Die Versuche mit Luft brachten zwei wichtige Erkenntnisse: Die wirklich angesaugte Luftmenge war wesentlich kleiner als die nach Gl. 2) berechnete und die Ausbreitung des Strahls (Abb. 4) war viel schwächer als bei Dampf.

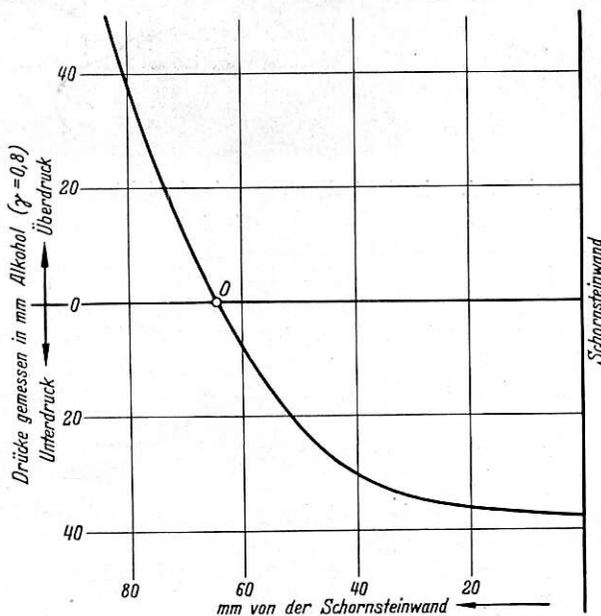


Abb. 3

zeigt die Veränderung des Strömungsdrucks in Abhängigkeit vom Abstände von der Schornsteinwand.

hatte in Abhängigkeit vom Abstände von der Schornsteinwand beispielsweise den Verlauf nach Abb. 3. Die Lage der Drucknullpunkte über die ganze Länge des Schornsteins zeigt Abb. 4 und zwar gilt dieser Versuch für das Ansaugen von Luft durch Dampf. Wenn die Nulllinie den oberen Schornsteinrand nicht erreicht, strömt Luft von außen in die Kammer und hebt den

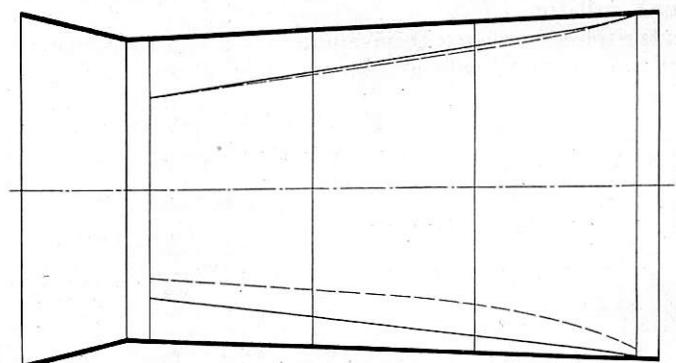


Abb. 4. Druckverlauf im Schornstein.

Die gestrichelten Linien gelten für die waagerechte Ebene. Heißdampf aus rundem Blasrohr. Kein Schornsteinaufsatz. Der Querschnitt des Strahlkegels ist nicht mehr kreisförmig, was bei den Versuchen mit Luft besonders stark hervortrat. Dort war eine hochstehende Ellipse deutlich wahrnehmbar, die vermutlich von den beiden waagerechten Lufteintrittsstutzen bedingt war.

Die Ableitung der Gl. 2) ist mathematisch ziemlich einwandfrei, hat aber folgende physikalische Voraussetzungen:

1. Keine Temperaturunterschiede,
2. Mischung bis zum Querschnitt  $F_1$  vollendet,
3. Kritisches Druckgefälle im Blasrohr nicht überschritten.

Letzteres tritt nur bei langsamer Fahrt mit großen Füllungen ein. Die Voraussetzung 1 ist nur bei Versuchen mit

Luft erfüllt, Voraussetzung 2 niemals. Der Dampfstrahl hat sogar bis zur Schornsteinmündung die Rauchgase noch nicht völlig aufgenommen. Die Funken strömen nie im Kern, sondern mehr am Rande, was man daran erkennt, daß die Teller der Funkenlöcher auf der Schornsteinmündung unbeschadet ihrer Wirkung in der Mitte ein großes Loch haben dürfen. Nach den Versuchen von F. C. Huygen, Delft und dem Bericht von Giesl-Gieslingen, Wien\*) ist die Mischung beim zylindrischen Schornstein besser als beim kegelligen; bei letzterem war auch noch ein Temperaturunterschied zwischen Kern und Mantel erkennbar.

Aus der unvollkommenen Mischung folgt bei gleichem D die Verminderung von L auf  $L_{th}$  mit dem Mischungsgrad

$$\eta_m = \frac{L}{L_{th}} \dots \dots \dots 4)$$

Sein Wert beträgt bei Versuchen mit Luft-Luft 0,6 bis 0,64, mit Dampf-Luft 0,78 bis 0,9. Bei der Dampflokomotive wird dieser ungünstige Umstand dadurch aufgehoben, daß der Dampf durch die Mischung mit den Rauchgasen viel Wärme aufnimmt, weil der Temperaturunterschied 200 bis 250° C beträgt. Dadurch wird die Arbeitsfähigkeit des Dampfes um das Maß  $\tau$  erhöht. Vor die Wurzel der Gl. 2) ist demnach noch  $\tau \cdot \eta_m$  zu setzen, wobei dieser Wert meistens = 1,0 ist. Aus dem schlechten Mischungsgrad  $\eta_m$  ist es erklärlich, warum so viele Vorschläge zur Verbesserung des Blasrohrs ausgeführt werden konnten, ohne daß sie sich dauernd einführen konnten. Die Schwierigkeiten genauer Messungen an der Lokomotive sind nämlich so groß, daß erst langjährige Erfahrung zeigen konnte, ob die Steigerung des Mischungsgrades nicht auf Kosten des Wirkungsgrades, nämlich Steigerung des Rückdrucks auf den Kolben erfolgt ist.

Wenn  $\tau = 1,25$  ist, so bedeutet es, daß  $\frac{1}{5}$  der Saugarbeit aus der Dampfwärme entnommen wird. Das ist leicht möglich, weil die mechanische Arbeit von 1 kg Dampf bei z. B.  $\Delta p = 400$  mm W. S. und  $\gamma = 0,52$  nur  $400 : 0,52 = 770$  mkg beträgt, während nach der Erwärmung um 1° C eine Wärmemenge gleich der spezifischen Wärme von 0,5 Kalorien, d. h. 214 mkg zur Verwandlung in mechanische Arbeit frei werden. Die Erwärmung beträgt aber nach Huygens etwa 50° C. Wärmewirkungen werden bei allen folgenden Berechnungen außer acht gelassen.

Es ist also reiner Zufall, daß die Zeuner-Strahlsche Schornsteinformel praktisch brauchbare Werte ergibt. Ich halte sie trotz dieses Mangels auf Grund praktischer Erfahrungen für die beste, weil alle anderen Formeln rein empirisch sind, und viele für die Blasrohrwirkung wichtige Größen nicht enthalten.

### Strahlausbreitung.

Mischung und Strahlausbreitung hängen aufs engste zusammen und so kam es, daß bei den Versuchen mit Luft der Strahl sich nur wenig ausbreitete. Strahlausbreitung ist kein festgelegter Begriff, weil der Dampfstrahl sich bald mit den Rauchgasen mischt und seine Grenzen sich verwischen. Huygen hat den Dampfstrahl durch Messung der Temperatur und des statischen Drucks abgegrenzt, was aber für den Abschluß der Schornsteinmündung gegen die Außenluft nicht entscheidend ist; vielmehr ist es der Strömungsdruck, der das Eindringen der Luft verhindert. Wie schon bei Abb. 3 erwähnt, bestimmte ich die Lage der Punkte, die keinen Druckunterschied gegen die Außenluft haben und schloß den Strahl durch diese Punkte ein. Die Abb. 4 zeigt die so gewonnene Form dieses „Strahlkegels“ für das Ansaugen von Luft durch Dampf. Die Strahlausbreitung ist hier fast die gleiche wie beim Ansaugen von Rauchgasen und Troske\*\*) hat auf der

\*) Zeitschr. Österr. Arch. und Ing. Verein, Bd. 76 (1924), S. 248.

\*\*) Die vorteilhaftesten Abmessungen des Lok.-Blasrohrs und des Lok.-Schornsteins, Glasers Ann. 1895/96.

Suche nach der besten Schornsteinform in dieser Weise gearbeitet. Die Kreuzform, Abb. 5 und die Kleeblattform, Abb. 6, spreizten wesentlich mehr, so daß die Schornsteinhöhe von 1077 auf 900 mm hätte vermindert werden können.

Beim Luft-Luft-Gemisch ist wegen seiner niederen Temperatur und größeren kinematischen Zähigkeit die Strahlausbreitung und Mischung kleiner als beim Dampf-Rauchgas-Gemisch. Es war sogar nötig, an den Kegelschornstein eine zylindrische Verlängerung anzusetzen (Abb. 2), um überhaupt die Schornsteinmündung gegen die Außen-

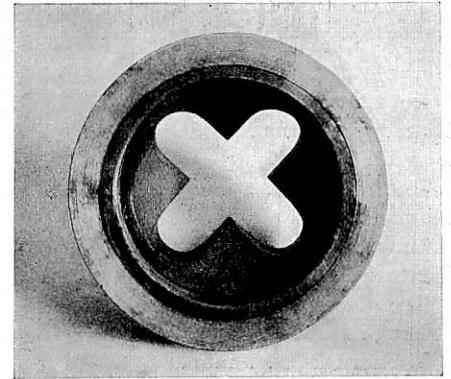


Abb. 5. Kreuzform von unten gesehen. Aus einem Kegel, der bis zu den Ecken des Kreuzes reicht ist ein Kreuzzylinder ausgeschnitten.

Die Kreuzform ist der Kreisform in keiner Beziehung überlegen.

luft abzuschließen. Infolge dieses Umstandes konnten Regeln über die nötige Schornsteinlänge der Lokomotiven nicht aufgestellt werden. Trotzdem wurden die Versuche mit Luft-Luft-Gemischen fortgesetzt, weil sie wichtige Aufschlüsse über den Wirkungsgrad  $\eta_b$  gaben, der nur dank Fortfalls der Wärmewirkung einwandfrei bestimmt werden kann. Es ist nicht wahrscheinlich, daß ein Dampf-Rauchgas-Gemisch sich grundsätzlich anders verhält und so sollten durch die Luft-Luft-Versuche solche Bauarten ausgeschieden werden, die sich voraussichtlich auf der Lokomotive nicht bewähren würden.

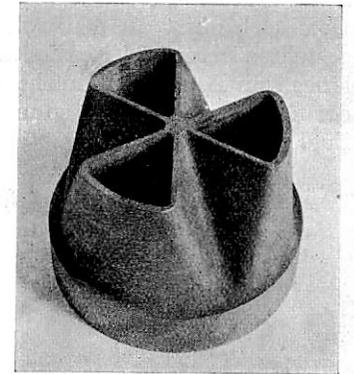


Abb. 6. Kleeblattform drückt den Wirkungsgrad zu stark herab.

Die Strahlausbreitung brauchte nur für die neuen Formen der Blasrohrköpfe bestimmt zu werden, weil für die

### Zusammenstellung 1.

	Rundes Blasrohr		Steg über Kreuzrohr	Düsen nach Abb. 8		
h : d	15,5	14 <sup>1)</sup>	12,5	13 <sup>1)</sup>	12	10
D <sub>0</sub> : d	4,05	3,80	3,55	4,2	4,0	3,6
D <sub>1</sub> : d	3,24	3,04	2,84	3,36	3,20	3,00
l : d	8,1	7,6	7,4	7,0	6,0	4,0
m	10,5	9,24	8,06	11,29	10,24	9,0
m'	14,9	13,1	11,25	16,0	12,5	10,65
a	307	303	282	307	300	273
$\lambda$	0,705	0,705	0,705	0,705	0,821	0,845
$a \sqrt{\frac{0,705}{\lambda}}$	307	303	282	307	278	249

<sup>1)</sup> Die Zahlen dieser Spalten entsprechen den von Borrieschen Bauregeln. Zwischendüsen können überall mit Vorteil angewendet werden. Der Nenner der Verhältniszahlen ist der Durchmesser  $d = 1,128 \sqrt{F}$ .

Zusammenstellung 2.

Form	Runder Kopf	Düse Abb. 8	2 Düsen Abb. 11	Kylchap Abb. 12
Blasrohrabstand . . mm	1515	1270	1515	1515
Barometerstand . . mm Hg S	754,3	754,3	754,3	754,3
Raumtemperatur . . °C	19,8	19,5	20,5	20,2
Blende:				
Unterdruck . . . mm WS	22,4	23,4	25,4	23,4
Kammer:				
Unterdruck . . . mm WS	28,3	29,3	30,8	29,3
Venturirohr:				
Temp. vor Vent. . . °C	28,4	28,0	29,5	28,9
Druch vor Vent. mm WS	489	482	489	490
Wirkdruck . . . mm WS	261	250	265	263
Blasrohr:				
Druck vor Bl. . . mm WS	322	320	321	322
L . . . . . kg/h	2840	2900	3050	2900
D . . . . . kg/h	1930	1890	1940	1935
L:D . . . . .	1,47	1,54	1,57	1,50
(L:D) <sub>theor</sub> . . . . .	2,45	2,44	2,45	2,45
$\eta_m$ . . . . .	0,600	0,630	0,641	0,612
$\eta_b$ . . . . .	0,129	0,141	0,151	0,137
$\eta_x$ . . . . .	0,215	0,228	0,236	0,224

runde Form schon seit langem zuverlässige Regeln vorliegen. Zu diesem Zweck wurden die Versuche mit dem Dampf-Luft-Gemisch benutzt, aus denen sich die in Zusammenstellung 1 dargestellten Regeln ableiten ließen. Das Verhältnis der Schornsteinlänge l zur Bauhöhe h muß beachtet werden, weil nach Huygen der Strahlkegel sich um so mehr spreizt, je länger er frei liegt. Zugleich mit der Lokomotivgröße wächst der Durchmesser und die Höhenlage des Kessels, was die Abnahme der Schornsteinlänge l nach sich zieht; dann wird l:h kleiner, der Strahl spreizt sich mehr und der obere Schornsteindurchmesser D<sub>0</sub> kann größer werden. So erklärt sich wahrscheinlich Nordmanns\*) Regel

$$D_0 = \frac{h}{8 - 0,019 F} + d.$$

Wirkungsgrad.

Der Wirkungsgrad  $\eta_b$  wird nach Gl. 1), der Mischungsgrad  $\eta_m$  nach Gl. 4) berechnet. Die Verluste durch Stoß und Reibung können durch  $\eta_x = \eta_b : \eta_m$  ausgedrückt werden. Da durch Stoß allein mindestens die halbe



Abb. 7. Die Sternform spreizt den Strahl ohne ihm stark zu hemmen. Die der wirklichen Ausführung entsprechende äußere Umhüllung fehlte bei den Versuchen, da ihr Einfluß sich als kaum meßbar herausgestellt hatte.

Energie verloren geht, ist  $\eta_x$  in den Grenzen 0,20 bis 0,23 erklärlich. Es ist leicht, durch künstliche Formen des Blasrohrkopfs die Mischung und Dampferzeugung zu steigern, aber immer nur auf Kosten eines erhöhten Rückdrucks auf den Kolben, d. h. unter Opfer an Wirkungsgrad  $\eta_b$ . So konnte z. B. durch künstliche Wirbelung des Luftstrahls im Blasrohre der Mischungsgrad selbst bei Luft auf fast 1,0 gesteigert werden, aber  $\eta_b$  sank dabei um etwa 50%. In der Lokomotive wird der Rückdruck auf den Kolben mindestens zur

Hälfte aus den Widerständen in den Rohrleitungen und insbesondere in den Zylindern gebildet; hier kann noch viel gebessert werden.

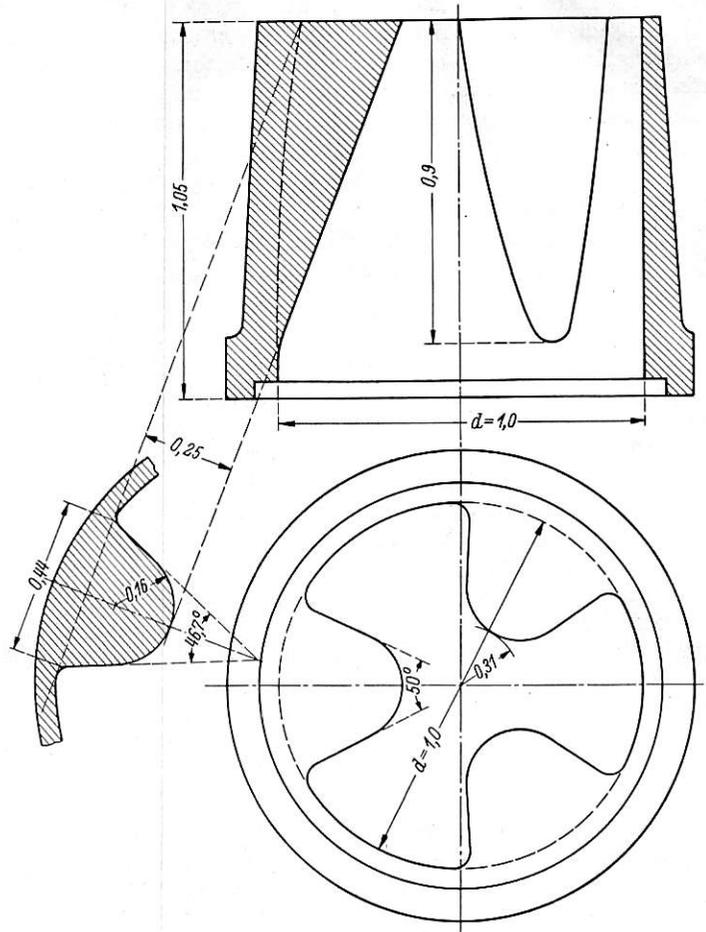


Abb. 8. Beste Gestalt der Sternform.

Die Maße sind Verhältniszahlen zu  $d = 1,43 \sqrt{F}$ . Soll F nachträglich geändert werden, so wird die obere Fläche abgedreht, oder es wird eine Platte aufgeschraubt. Der Wirkungsgrad wird um 8%, der Mischungsgrad um 4% verbessert. In Verbindung mit einer einfachen Düse steigen die Verbesserungen auf 16 bzw. 6%.

Die natürliche runde Form des Blasrohrkopfs gibt dem Kegelschornstein etwa  $\eta_b = 0,13$  und  $\eta_m = 0,60$ . Ein wirksames Mittel zur stärkeren Spreizung des Dampfstrahls ist

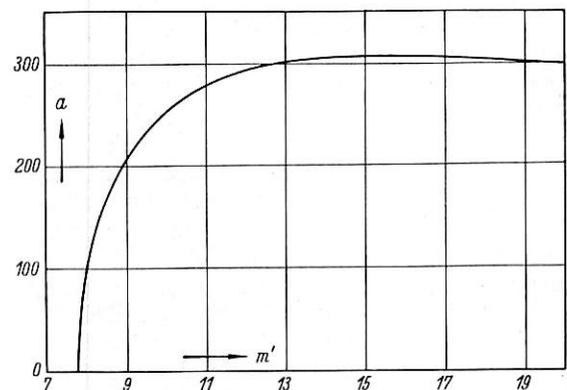


Abb. 9. Blasrohr.

Abhängigkeit des Blasrohrquerschnittes von der Schornsteinweite  $a = f(m')$ .

der Steg über kurzen Kreuzrohren, die an sich den Strahl in der Rohrebene verbreitern, so daß der quer dazu stehende Steg angenähert wieder die Kreisform herstellt. Der Steg

\*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 85 (1931), S. 238.

verbessert nicht die Mischung, erhöht aber den Gegendruck; er wird deshalb mit Recht nur in dem obigen Sonderfall angewandt. Gegenüber der Kreisform, die künftig immer die Vergleichsgrundlage bildet, verschlechtert die Kreuzform Abb. 5 durch Stoß und Reibung den Wirkungsgrad (unter dem später immer nur  $\eta_b$  zu verstehen ist) um 10%, ohne die Mischung wesentlich zu verbessern. Die in Nordamerika entwickelte Strahlenform drückt den Wirkungsgrad noch weiter herab.

Beim Entwurf der ersten Gleichstromlokomotive mit Saugauspuff\*) im Jahre 1920 mußte trotz sehr hoher Lage des Blasrohrs der Schornstein mit 610 mm oberem Durchmesser gegenüber dem damals üblichen Maß von 460 mm sehr weit werden. Deshalb nahm ich die Kleeblattform Abb. 6,

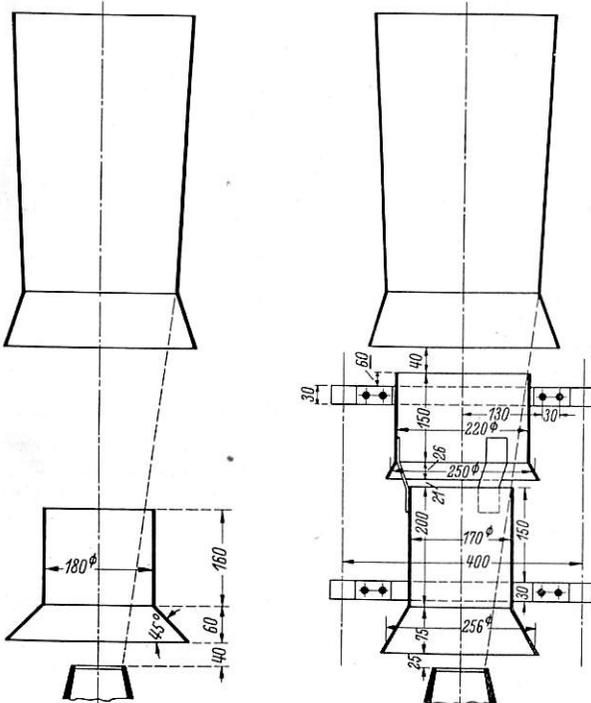


Abb. 10.

Abb. 11.

Abb. 10. Die einfache Zwischendüse verbessert den Wirkungsgrad nur unbedeutend; sie wirkt schlechter, wenn sie höher gestellt wird. Das liegt hier offenbar an ihrer zu geringen Länge, weil sich gezeigt hat, daß die Oberkante der Zwischendüse auf einem Kegel liegen muß, der die engste Schornsteinöffnung und die Blasrohröffnung verbindet. Über dem 215 mm höher liegenden Blasrohrkopf nach Abb. 8 verbesserte sie den Wirkungsgrad um 16 und den Mischungsgrad um 6%.

Abb. 11. Die doppelte Zwischendüse verbessert den Wirkungsgrad um 17%, den Mischungsgrad um 6% und ist somit das wirksamste Mittel zur Verbesserung der Blasrohrwirkung. Damit die Düsen die Reinigung der Heizrohre nicht erschweren, wird man sie wie den Korbfunkenfänger in der Lok.-Längsebene teilen und mit ihm zusammen nach der Seite aufklappbar machen.

die in bezug auf Strahlausbreitung die Erwartungen auch erfüllt hat. Die Untersuchung ergab aber zu hohen Rückdruck durch Stoß und Reibung. Deshalb wurde der Mittelteil herausgenommen, woraus die Sternform (Abb. 7) entstand, die schon besser war. Schließlich wurde sie systematisch untersucht, wobei die eine Veränderliche die innere freie Öffnung, die andere der Nasenwinkel war; die Abb. 8 zeigt die beste der neun Formen. Sie steigert den Mischungs- wie den Wirkungsgrad um 5% und erlaubt einen weiteren Schornstein.

\*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 88 (1933), S. 236.

Nach Strahl\*) ist  $F = \frac{a R}{\sqrt{2} \lambda}$ . Zwischen der Größe a, die für einen gegebenen Kessel dem Blasrohrquerschnitt F verhältnisgleich ist und der Größe  $m' = \frac{F_1}{F \cdot \lambda}$  besteht die Beziehung nach Abb. 9, aus der hervorgeht, daß a und somit F und in der Folge auch  $\eta_b$  wesentlich abnehmen, wenn  $m'$  unter etwa 11,5 sinkt. Bei beschränkter Schornsteinhöhe kann es also vorkommen, daß das runde Blasrohr zu einem  $m' = 10$  nötig, während die Stern- und Kleeblattform noch  $m' = 12$  erlaubt, wodurch F um 15% größer wird. Erhöhter Rückdruck auf den Kolben entsteht dann beim runden Blasrohr durch zu hohe Geschwindigkeit und bei den Kunstformen durch Dampfreibung und Stoß. Das Adamsche Ringblasrohr und die Cordinaschen ineinandergesteckten Düsen\*\*) haben sich deshalb nicht halten können. Die Keblersche Form des veränderlichen Blasrohrs mit dem senkrecht verschiebbaren Kegelring ist aus dem gleichen Grunde vermutlich dem „Froschmaul“ unterlegen. Aus der Zusammenstellung 1 kann entnommen werden, welchen Einfluß die durch begrenzte Bauhöhe bedingte Schornsteinverengung auf a hat und da schließlich auch  $\lambda = 0,705$  nicht mehr verwirklicht werden kann, ist außer den Werten a noch  $a \sqrt{\frac{0,705}{\lambda}}$  angegeben.

Die Zwischendüse (pettycoat) Abb. 10 ist in Nordamerika entstanden. Zunächst vermutet man keinen Erfolg, weil die Wandreibung vergrößert und die freie Strahloberfläche verkleinert wird. Die Versuche zeigten aber bei ihr und in gesteigertem Maße bei der doppelten Zwischendüse Abb. 11 eine deutliche Besserung des Wirkungsgrades. Der finnische Lokomotivführer Kylälä führte 1918 die Zwischendüse nach dem oberen Rande zu allmählich in sechs Einzeldüsen über und der Maschinendirektor der Paris-Orleans-Bahn Chapelon baute die Form weiter aus zu der Kylchap\*\*\*) genannten Bauart Abb. 12, die von Frankreich aus sich nach vielen Ländern verbreitet hat. Meistens tritt sie als Doppelschornstein auf und es werden ihr große Erfolge nachgerühmt.

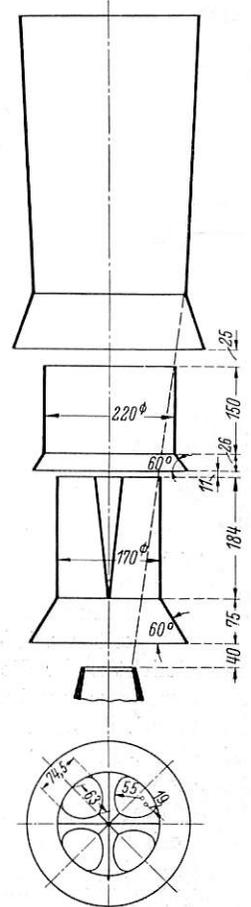


Abb. 12. Die Kylchapdüse hat sich der zylindrischen Doppeldüse gegenüber als unterlegen gezeigt.

Der Versuch zeigte aber nur eine Besserung des Wirkungsgrades um 6% gegenüber 17% der Doppeldüse, was mit den Veröffentlichungen†) im Widerspruch steht. Eine Unsicherheit könnte in bezug auf die besten Maße der Düse bestehen, die ich aus der Veröffentlichung††) entnehmen mußte, weil die Kylchap-Gesellschaft in Paris sie mir auf meine Anfrage nicht mitgeteilt hat. Ein Erfolg ist eigentlich auch nicht zu erwarten, weil die Kylchap-Düse offenbar mehr Stoß- und Reibungsverluste erzeugt als eine zylindrische. Wenn die

\*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes., Bd. 17 (1871), S. 1.

\*\*) Eisenbahntechnik der Gegenwart, I. Band: Die Lokomotiven (1897), S. 128 bis 130.

\*\*\*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 67 (1930), S. 167.

†) Godeferneaux, Monatsschrift des Eisenbahn-Kongreß-Verbandes, Juli 1933.

††) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 88 (1933), S. 236.

Kylchap-Düse an sich auch keinen Gewinn bringt, so kann er aber doch darin begründet liegen, daß sie in Verbindung mit einem weiten Schornstein oder einem Doppelschornstein an Stelle eines alten, engen Schornsteins ohne Zwischendüse getreten ist. Der Doppelschornstein ermöglicht eine Vergrößerung des Wertes  $m'$  beispielsweise von 9 auf den Bestwert 15, wodurch der Blasrohrquerschnitt um 46% größer werden kann. Das allein erklärt schon eine beträchtliche Abnahme des Blasrohrdrucks und Dampfverbrauchs, weil die Vergrößerung von  $F$  um 10% die Diagrammfläche um etwa 1% vergrößert. Der Doppelschornstein nötigt aber zu einer ungünstigen Dampf-führung im Zweigstück, die den Rückdruck auf den Kolben erhöht und den Erfolg schmälert. Er erscheint deshalb nur bei Vierlingsmaschinen als gerechtfertigt, wo er eine Vereinfachung der Abdampfführung mit sich bringt, wenn die Außen- und Innenzylinder je in einen Schornstein auspuffen. Im übrigen kann bei beschränkter Bauhöhe durch einen Blasrohrkopf nach Abb. 8 mit dem geringsten baulichen Aufwand das gleiche erreicht werden.

Da zwei Zwischendüsen besser als eine waren, lag es nahe, ihre Zahl noch zu steigern, was schon im vorigen Jahrhundert auf den Zahnradlokomotiven der Schafbergbahn\*) geschehen

\*) Eisenbahntechnik der Gegenwart, I. Band: Die Lokomotiven (1897), S. 128 bis 130.

### Der heutige Stand des Schlingerproblems.

Von F. Meineke, Berlin.

Schon in den ersten Jahrzehnten des Eisenbahnwesens treten Klagen über den unruhigen Lauf der Eisenbahnfahrzeuge auf, die bis zum Ende des vorigen Jahrhunderts zu allmählich abklingenden Untersuchungen geführt haben. In dem Maße wie der Oberbau fester, der Achsstand der Wagen länger und der Erhaltungszustand besser wurde, sowie Drehgestelle eingeführt wurden, verschwand das Schlingern, um in diesem Jahrhundert in Verbindung mit den sehr hohen Geschwindigkeiten wieder aufzutreten. Eine neue Generation kennt nicht mehr die Nöte der Vorgänger und hat sogar die Schlingerbewegung in „Schüttelschwingung“ umbenannt, nicht beachtend, daß darunter die Resonanzerscheinung im Kurbetrieb der Elektromotiven verstanden wurden. Das Schlingern ist auch eine Resonanzerscheinung, deren Behandlung uns heute dank der Ausbreitung der Schwingungslehre keine Schwierigkeiten mehr bietet. Um Mißverständnissen vorzubeugen sei daran erinnert, daß bei solchen Betrachtungen durch den Schwerpunkt des Fahrzeugs ein Axenkreuz gelegt wird: X längs, Y quer und Z senkrecht. Die Kräfte in Richtung dieser Axen erhalten die gleichen Bezeichnungen und die Trägheitsmomente heißen  $J$  mit den Zeigern, die den zugeordneten Axen entsprechen. Den sechs Freiheitsgraden des gefederten Eisenbahnfahrzeuges entsprechend kennen wir folgende Bewegungen:

Verschiebung längs	Drehung um	Axen
Zucken	Wanken	X
Schunkeln	Nicken	Y
Wogen	Schlingern	Z

Anmerkung: Das Drehen um die Z-Axe infolge von Triebwerkkräften heißt „Drehen“ und infolge des Bogenlaufs „Wenden“. Auf Schiffe und Straßenfahrzeuge werden andere Benennungen angewendet.

Resonanz tritt im Lauf der Schienenfahrzeuge wegen Fehlens der Oberschwingungen nur ein, wenn die Dauer der aufgezungenen Schwingung  $T$  gleich der Dauer der Eigenschwingung des gefederten Fahrzeugteils von der Masse  $M_2$  ist; die tote Last hat die Masse  $M_1$ . Auf die Schienenebene be-

zogen hat die Masse  $M = M_1 + M_2$  die Größe  $M_y = \alpha M$  und wenn eine Kraft  $Y$  an einer Achse in der Schienenebene angreift, so erzeugt sie Verbiegungen in der Schiene, dem Radsatz, den Achslagerführungen und verwindet den Rahmen samt dem Wagenkasten. Alle diese elastischen Verformungen haben in der Schienenebene gemessen die Größe  $f_y$ . In der allgemeinen Schwingungsgleichung  $T = 2\pi \sqrt{\frac{m}{c}}$  bedeutet hier  $m$  die Masse  $M_y$  und die Federkonstante  $c$  wird durch  $Y:f$  ausgedrückt, so daß die Eigenschwingungsdauer des Fahrzeugs

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{M_y \cdot f_y}{Y}} \dots \dots \dots 1)$$

ist. Drückt man  $M$  durch  $Q_i:g$  aus ( $Q =$  Raddruck,  $i =$  Radzahl,  $g =$  Erdbeschleunigung), so wird auch  $T = 2\pi \sqrt{\frac{f_y \cdot \alpha \cdot i}{g}}$ .

Vom Radsatz her rührt die aufgezwungene Schwingung mit der Wellenlänge  $L$ ; bei langsamer Fahrt ist

$$L = 2\pi \sqrt{\frac{S \cdot r}{2n}} \dots \dots \dots 2)$$

( $S =$  Laufkreisabstand,  $r =$  Radhalbmesser,  $n =$  Neigung der Radreifenauflfläche). Mit  $S = 1,5$ ,  $r = 0,5$  und  $n = 1:20$  wird  $L = 17,15$  m. Diese von Klingel\*) stammende Gleichung gilt nach Caesar\*\*) nicht mehr für große Geschwindigkeit, weil die Kreiselkräfte der Räder sich der Schlingerbewegung der Achsen widersetzen und unter Schlupf der Räder auf den Schienen die Wellenlänge sich vergrößert. Deshalb kann die Schwingungszeit nicht aus Gl. 2) und der Fahrgeschwindigkeit berechnet werden, sondern sie nähert sich bei den hier allein zu betrachtenden hohen Geschwindigkeiten einem Grenzwerte. Dem Schlingern der Einzelachsen folgt das Fahrzeug aber nur dann, wenn die Achsen in ihren Führungen so viel Längsspiel haben, daß sie alle auf der gleichen Wellenlinie laufen können. Das ist bei Lenkachsen in vollem, bei festen Achsen meistens noch in beschränktem Maße der Fall. Die den Achsschenkel

\*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 38 (1883), S. 115.  
 \*\*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 57 (1920), S. 1 und '66 (1929), S. 501.

nur wenig umfassenden Gleitlager ermöglichen zusammen mit dem Spiel der Achsbüchsen die bei Drehgestellen nur wenige Millimeter erfordernde Längsbeweglichkeit um allen Achsen und damit dem ganzen Drehgestell den Lauf nach einer gemeinsamen Wellenlinie zu ermöglichen.

Caesar hat das durch Versuche bestätigt gefunden. Die Schwingungsdauer näherte sich in diesem Falle bei  $V = 100$  dem Werte  $T = 0,716$  sec. Das ist eine unangenehm kurze Schwingungsdauer zu deren Verlängerung es mehrere Mittel gibt. Wälzlager lassen kaum Spiel im Achslager zu, dessen Parallelführung im Rahmen durch die reibungs- und abnutzungsfreie Bogenführung oder andere Mittel spielfrei ersetzt werden kann. Die Waggonfabrik Uerdingen verbindet an Straßenbahnwagen die vier Achsbüchsen durch einen leichten Rohrrahmen ganz starr. Dadurch wird die Wellenlänge wesentlich gesteigert, was einleuchtet, wenn man beachtet, daß nach Bäseler\*) bei einem Gestell von 2,5 m starren Achsstand sich der Krümmungshalbmesser von 600 m auf 7500 m gegenüber der Einzelachse erhöht. Nach Rocard\*\*) vergrößert sich die Wellenlänge eines symmetrischen Drehgestells bei langsamer Fahrt und a Meter Achsstand um den

Faktor  $\sqrt{1 + \frac{a^2}{S^2}}$  gegenüber der Einzelachse. Ein Drehgestell von 2,5 m Achsstand würde dann in einer Welle von 33,3 m Länge laufen. Wagen mit freien Lenkachsen sind weniger schlingerfest, weil die Achsen sich frei auf Gleichlauf einstellen können. Klingel hat das schon 1883 erkannt.

Ein anderes Mittel zur Verlängerung der Wellen ist nach Gl. 2) die Verminderung der Kegelneigung der Radreifen und die Erfahrung mit dem „Fliegenden Hamburger“ haben es bestätigt. Seitdem die Neigung auf 1:40 vermindert und durch häufiges Abdrehen die Bildung steilerer Neigungen oder Hohlkehlen verhindert wird, laufen die Wagen ruhig. Die Notwendigkeit durch häufiges Abdrehen die ideale zylindrische Form an Schnellfahrzeugen möglichst zu erhalten, kostet viel Geld; aber das Schnellfahren ist nun einmal teuer.

Diese Erfahrung trägt hoffentlich auch zur Überwindung des alten und deshalb tiefwurzelnden Vorurteils bei, daß die Kegelform des Bogenlaufs wegen nötig sei, während sie doch wirklich nur den Zweck hat, das Entstehen von Höhlungen zu erschweren. Diese würden sich sofort bilden, wenn die Radreifen von vornherein zylindrisch wären. Die Radreifen der Straßenbahnen nutzen sich infolge ihrer geringen Breite über die ganze Lauffläche ab und behalten deshalb lange ihre ursprüngliche zylindrische Form.

Es verrät einen erstaunlichen Mangel an Wirklichkeitsnähe, wenn theoretische Erörterungen an die ursprüngliche Form von Rad und Schiene anknüpfen, die doch nur kurze Zeit vorhanden ist. In diesem Zusammenhang sei wieder die Arbeit von Rocard erwähnt, in der auf theoretisch sehr interessante Weise auch das Schlingern behandelt wird. Nach Rocard ist jedes symmetrische Fahrzeug labil in dem Sinne, daß die Schlingerbewegung durch Resonanz aufgeschaukelt werden kann. Zur Abhilfe empfiehlt er beispielsweise bei vier im Rahmen fest gelagerten Treibachsen durch verschiedene Raddurchmesser und Reifenneigungen die Symmetrie zu stören und er berechnet dafür die Schlingergrenze.

Zu den Schwingungserregern gehört auch das Drehen aus den freien Fliehkräften der Triebwerksmassen, das wegen seiner kleinen begrenzten Ausschläge als an sich harmlos schon lange erkannt ist, aber Lokomotiven mit kurzem steifen Achsstande zu gefährlichem Einklang mit der Erregung durch den Reifenkegel führen kann. Daraus läßt sich auch die Vorschrift über die zulässigen Drehzahlen in Abhängigkeit von der

\*) Wagg.- u. Lokom.-Bau 14 (1931) S. 273.

\*\*) La Stabilité de route des locomotives. Paris 1935. Hermann und Cie.

Bauart der Lokomotiven erklären, deren Anwendung auf gut geführte Lokomotiven nicht begründet ist, wie überhaupt die zugelassenen Drehzahlen sehr hohen Frequenzen von 0,2 bis 0,25 Sek. entsprechen. Diese Vorschrift führt uns wieder zur Eigenschwingungszahl der Lokomotive und zur Gl. 1) zurück. Sie enthält die Masse  $M_y = \alpha M = \beta M_2 + \gamma M_1$ .  $\beta$  wird aus der Daunerschen\*) Gleichung ermittelt, die mit unseren Bezeichnungen für ein symmetrisches Fahrzeug, dessen Federn seitlich nicht stützen, lautet:

$$\beta = \frac{1}{1 + \left(\frac{a}{2}\right)^2 \frac{M_2}{J_z} + H^2 \frac{M_2}{J_x}} \dots \dots \dots 3)$$

Die drei Summanden des Nenners drücken aus, daß eine im Abstand des halben Achsstandes  $a$  angreifende Kraft die gefederte Masse, deren Schwerpunkt um das Maß  $H$  über Achsmittelpunkt liegt, der Reihe nach in Schunkeln, Schlingern und Wanken versetzt. Baumann\*\*) hat durch Versuche die Trägheitsmomente von Drehgestellen und Wagen bestimmt. Für Lokomotiven finden sich in meinem „Kurzen Lehrbuch des Dampflokomotivbaus“ S. 153 Angaben zur überschläglichen Berechnung. Wenn die Achsen mit dem Wagenkasten so verbunden sind, daß sie seinen Schlingerbewegungen folgen, so ist  $\gamma = 1$ .

Wenn sich  $M_y$  auch nicht gar zu schwer bestimmen läßt, so ist es mit  $f_y$  oft um so schwieriger. Lokomotiven mit Rückstellvorrichtungen an den Dreh- und Lenkgestellen ermöglichen die Berechnung der Größe  $f_y:Y$  ohne weiteres, wenn ihr Rahmenbau in Verbindung mit dem Kessel als starr angesehen werden kann. Lange Wagenkästen haben aber einen noch nicht bekannten Starrheitsgrad. Sobald man zu steifachsigen Wagen und Drehgestellen übergeht, gewinnen die bisher vernachlässigbar kleinen Durchbiegungen der Achslagerführung, Achse und Schiene die Hauptbedeutung und da sie noch nicht bekannt sind wird die Anwendung der Gl. 1) unmöglich. Es müßte aber durch Nachrechnung vorhandener Lokomotiven möglich sein in bezug auf Schwingungserregung durch Drehen und Reifenkegel Eigenschwingungszahl und Dämpfung etwas über die „Gangart“ einer Lokomotive auszusagen, das sich mit der Erfahrung deckt und auf diese Weise ein Hilfsmittel zum Entwurf neuer Lokomotiven zu schaffen.

Die soeben erwähnte Dämpfung ist das beste Mittel um Resonanzerscheinungen unschädlich zu machen, wenn die anderen Mittel — Vermeidung starker Ausschläge und Verlagerung der Eigenschwingungszahl — versagt haben. Im Lokomotivbau wird gleitende Reibung in den Stützpunkten der Lenk- und Drehgestelle schon lange angewandt und es sei hier wieder betont, daß die von der Deutschen Reichsbahn übernommene v. Borriessche Drehgestellbauart mit seitlichen Gleitplatten der amerikanischen mit fast reibungslosen Pendeln und Mittelzapfen weit überlegen ist. Auch an Güterwagen erscheint gleitende Reibung als das richtige, nicht aber an Personenwagen. Wie es hier galt, das Zittern (hochfrequentes Wogen) infolge der Schienenriffeln durch dämpfungsfreie Schraubenfedern vom Wagenkasten fernzuhalten, so darf auch das Schunkeln des Drehgestells nicht auf den Wagenkasten übertragen werden. Die großen seitlichen Bewegungen jedoch müssen in wachsendem Maße gedämpft werden und das kann nur die Flüssigkeitsreibung durch „hydraulische Stoßdämpfer“, die im Straßenfahrzeugbau schön entwickelt worden sind.

Betrachten wir das Schlingern als Resonanzerscheinung so können wir zwar heute sagen, in welcher Richtung zu arbeiten ist, es fehlt aber noch die Möglichkeit, sichere Berechnungen über Formsteifigkeit, Federung und Dämpfung. An dem Zustande, daß bei Annahme idealer Gleislage dem Konstruk-

\*) Mschr. int. Kongr.-Verb. 1931.

\*\*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 91 (1936) S. 101.

teur keine Anhaltspunkte gegeben werden können, hat sich nichts geändert. Deshalb muß immer noch der andere Weg eingeschlagen und das Schlingern als Einleitung einer Einzelschwingung betrachtet werden, in der Weise, daß der Anlaufstoß gegen die Schiene als Grundlage gegen Entgleisungsgefahr und Bruch gilt. Der Anlaufstoß ereignet sich, wenn infolge von Resonanz für die Wellenlinie im Gleis kein Platz mehr ist, beim Einfahren in Krümmungen ohne Übergangsbogen, bei allen Unregelmäßigkeiten des Gleises auch bei zylindrischen Radreifen und ferner als Folge ungleicher Raddurchmesser, schiefstehender nicht spurender Achsen und ähnlicher Mängel des Fahrzeugs.

Bei einem Stoß hat die Seitenkraft  $Y$  ihren Höchstwert im ersten Zeitelement. Die Tragfedern haben dann noch keine Zeit zur Wirkung gehabt und werden deshalb als starr betrachtet. Dann fällt in Gl. 3) das Glied  $H^2 \frac{M_2}{J_x}$  aus; von der toten Last  $M_1$  wird zunächst nur die erste Achse betroffen, weil die anderen zu weit vom Stoßpunkt entfernt sind oder Achsspiel haben. Dies wäre bei der Berechnung von  $\alpha$  zu beachten. Die denkbar größte Anlaufgeschwindigkeit gegen die Schiene ist gleich  $\frac{v \cdot s}{a}$  ( $v =$  Fahrgeschwindigkeit m/sec,  $s =$  Spiel

im Gleis). Die Stoßarbeit  $\frac{M_y}{2} \left(\frac{v \cdot s}{a}\right)^2$  muß der Formänderungsarbeit  $\frac{Y \cdot f_y}{2}$  gleich sein. Daraus entsteht

$$v = \frac{a}{s} \sqrt{\frac{Y \cdot f_y}{M_y}} = \frac{a}{s} \sqrt{\frac{Y}{Q} \frac{f_y \cdot g}{\alpha \cdot i}} = \frac{a}{s} \cdot \frac{1}{\sqrt{i}} \frac{1}{\sqrt{\alpha}} \sqrt{\frac{Y}{Q}} \cdot f_y \cdot g.$$

Nun muß  $\alpha = \beta = \gamma$  gesetzt werden. Bezeichnet  $d$  die waagerechte Diagonale des das Fahrzeug ersetzenden Parallelepipedes, so wird  $\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{a}{2}\right)^2 : \frac{d^2}{12}} = \frac{1}{1 + 3\left(\frac{a}{d}\right)^2}$ . Die

Darstellung dieser Funktion ergibt eine schwach gekrümmte Linie, die innerhalb der Grenzen  $\frac{a}{d} = 0,3$  bis  $1,0$  durch eine

gerade ersetzt wird.  $\frac{1}{\sqrt{\alpha}} = \sqrt{1 + 3\left(\frac{a}{d}\right)^2} = \sim 1,33 \frac{a}{d} + 0,67$ .

In der Gleichung für  $V$  steht unter der Wurzel, die die Dimension einer Geschwindigkeit hat, die schwer bestimmbare Größe  $f_y$ . Sie wird durch die empirisch bestimmte Größe  $k$  ersetzt; so entsteht die Schlingergrenze km/st:

$$V = \frac{1,33 \frac{a}{d} + 0,67}{s \cdot \sqrt{i}} \cdot a \cdot k \dots \dots \dots 4)$$

Man erhält brauchbare Überschlagswerte mit  $k = 0,63$  für Lokomotiven ohne Lenkgestelle,  $k = 0,5$  für Wagen und  $1,0$  für Drehgestelle. Das Spiel im Gleis  $s$  wird gleich  $0,025$  m für steifachsige Wagen und  $s = 0,035$  m für Lenkachswagen gesetzt. Die Tafel gibt einige Beispiele.

Die Erfahrungen mit Gölsdorf-Lokomotiven ohne Laufachsen sind so verschieden, daß ein Erfahrungswert nicht angegeben werden kann. Die mangelhafte Führung dieser

Lokomotiven verschwindet aber, sobald die Vorderachse Rückstellfedern an verschiebbaren Achsbuchsen bekommt. Dann kann die für Lokomotiven mit Lenkgestellen passende Gleichung aus meinem Lehrbuch S. 162

$$V = 50 \frac{a_d^2}{d} \sqrt{\frac{A}{G_d}} \dots \dots \dots 5)$$

angewandt werden.  $G_d$  ist das Dienstgewicht in t,  $a_d$  der Abstand der Drehpunkte der Bogenachsen voneinander oder von der letzten festen Achse und  $A$  in mkg die Arbeitsaufnahme der Rückstellvorrichtungen einschließlich Reibung. Die Erfahrung an Elektromotiven haben gezeigt, daß die strammere Einstellung der Rückstellfedern auch an der hinteren Laufachse günstig wirkt.

Durch die etwas rauhe Behandlung von  $\alpha$  haben die Gl. 4) und 5) ihre physikalische Bedeutung verloren und sind empirische Formeln geworden. Sie enthalten die wichtigsten Größen und eine genauere Bestimmung von  $\alpha$  ist in Anbetracht der Unsicherheit von  $f$  nicht der Mühe wert. Der Theoretiker wird mit Verachtung auf sie herabblicken, aber der Konstrukteur denkt vielleicht in seiner Not: Lieber ein bißchen falsch als gar nichts.

Zusammenfassung.

Das Schlingern wird zunächst als Resonanzvorgang in bezug auf Wellenlänge, aufgezwungene und Eigenschwingungszeit untersucht. Zur Dämpfung der Schlingerbewegung ist Reibung ein altes bewährtes Mittel. Da zur Berechnung noch Erfahrungswerte fehlen, werden empirische Formeln für den Fall gegeben, daß bei der Höchstgeschwindigkeit der Anlaufstoß nicht zu stark werden darf.

Schlingergrenzen nach Gleichung 4.

	Fahrzeug	a	d	i	s	k	V
1	Personenzuglok., preuß. P 3	4,5	6,8	6	0,025	0,63	74
2	Tenderlok. D. R., Reihe 80	3,2	7,6	6	0,025	0,63	41
3	Abteilpersonenwagen, preuß.	6,5	10,5	6	0,035	0,50	80
4	Güterwagen G (gedeckt)	4,5	8,5	4	0,035	0,50	62
5	Drehgestell, amerik. Bauart	2,15	2,3	4	0,025	1,00	115

Die älteren Betriebsmittel, Zeile 1 und 3, stimmten gut überein. Damals wurde auch nur selten  $V = 80$  überschritten.

	Güterlokomotive preußisch			v. Borriessche Bauart P 3 <sup>2</sup>	D. R. Reihe 81
	G 3	G 7	G 8		
a	3,4	4,5	4,7	5,0	4,5
V	46	57	60	92	56

	Güterwagen		Einheitspersonenwagen	Drehgestelle		
	0 (offen)	00 t (Großraum)		2-achs. pr. Regel	Görlitz schwer	3-achs. pr.
a	3,6	7,2	8,5	2,5	3,6	3,5
V	49	77	130	135	196	159

Liechty Studien über das bogenläufige Eisenbahnfahrzeug und Messungen über die Spurführung bogenläufiger Eisenbahnfahrzeuge.

Von Prof. Dr. Ing. Heumann, Aachen.

In der Schrift: „Das bogenläufige Eisenbahnfahrzeug“ gibt Dipl.-Ing. R. Liechty eine kritische Übersicht über die wichtigsten im Laufe der Zeit gemachten Vorschläge und Ausführungen, durch Lenkung von Radsätzen die Eisen-

bahnfahrzeuge gut bogenläufig zu machen, bei Erhaltung ruhigen Laufs in der Geraden. Unter gut bogenläufig ist verstanden vor allem: Möglichst radiale und ruhige Stellung aller Radsätze in allen vorkommenden Krümmungen. Die wichtigsten seit dem Anfang des 19. Jahrhunderts bekannt

\*) Verlag Schulthess u. Co., Zürich 1934.

gewordenen Vorschläge und Ausführungen sind hier zusammengetragen, bildlich dargestellt und kurz auf ihre Bogenläufigkeit untersucht, letzteres hauptsächlich geometrisch, an einigen Stellen auch statisch; auf die dynamische Seite wird kaum eingegangen. Auch so gibt die Untersuchung wertvolle bisher wenig bekannte Aufschlüsse und richtige Urteile. Die verschiedenen behandelten Fahrzeuge sind nach der Art der Achslenkung und -steuerung zu Gruppen zusammengefaßt und innerhalb jeder Gruppe entwicklungsgeschichtlich verfolgt. Es sind folgende Gruppen:

Fahrzeuge, deren Achsen durch die Kupplungsorgane von den benachbarten Fahrzeugen gesteuert werden,

Fahrzeuge, deren Achsen durch Fliehkraft gesteuert werden, Zweiachsige Fahrzeuge mit freien und mit gekuppelten Lenkachsen,

Dreiachsige Fahrzeuge, deren Endachsen durch die Mittelachse gesteuert werden,

Zweiachsige Drehgestelle mit parallelen Achsen,

Vierachsige Drehgestellwagen,

Vierachsige Wagen, deren Endachsen durch die beiden mittleren gesteuert werden,

Fahrzeuge mit Bissel-, Helmholz- und ähnlichen Gestellen, Fünf- und sechsachsige Gelenkfahrzeuge.

Hauptsächlich sind Wagen behandelt, Lokomotiven nur gestreift.

Am Schluß gibt der Verfasser ein sehr vollständiges Literaturverzeichnis bis 1934. So ist diese Schrift ein wertvolles Hilfsmittel beim Studium bogenläufiger Fahrzeuge, nicht nur als Darstellung ihrer Geschichte, sondern auch als Hinweis auf Mittel der auch heute noch nötigen Vervollkommnung der Bogenläufigkeit, denn manche dieser vor vielen Jahren aufgetauchten Ideen dürfte heute noch fruchtbar werden können, wenn sie sich auch damals infolge mangelhafter Ausführung oder aus anderen nicht in ihr selbst liegenden Gründen nicht durchsetzen konnte.

Inzwischen hat nun Liechty mit Hilfe einer von ihm erdachten und von Amsler, Schaffhausen, ausgeführten mechanischen Meßvorrichtung an verschiedenen bogenläufigen Fahrzeugen wichtige Bestimmungsgrößen der Bogenläufigkeit experimentell ermittelt und darüber in einer zweiten Schrift: „Messungen über die Spurführung bogenläufiger Eisenbahnfahrzeuge\*)“ berichtet. Die Versuche sind finanziell unterstützt durch die „Eidgenössische Stiftung zur Förderung Schweizerischer Volkswirtschaft durch wissenschaftliche Forschung“ und konnten auf verschiedenen Strecken von Klein- und Nebenbahnen und der Bern-Lötschberg-Simplon-Bahn dank dem Entgegenkommen der Bahnverwaltungen durchgeführt werden. Durch diese Meßeinrichtung wurden aufgenommen und aufgeschrieben über dem Fahrzeugweg: Die Spurweite des Gleises in belastetem Zustande, die Winkelstellung des Radsatzes zum Gleis oder seine Abweichung von der Radialstellung (beim anlaufenden Radsatz Anlaufwinkel genannt), der Abstand des einen Spurkranzes des Radsatzes von der benachbarten Schienenflanke, die Stellung des Radsatzes längs und quer zum Fahrzeugrahmen, die Stellung des etwa vorhandenen Lenkgestells mit Radsatz oder eines anderen Gestells zum Fahrzeugrahmen oder Hauptgestell, die Zusammendrückung der Tragfedern des Radsatzes.

Alle aufgenommenen Bewegungen werden mechanisch durch sogenannte Bowdendrahtzüge, d. h. von Hülsen dicht umschlossene biegsame, drallfreie, sich nicht längende und von Federn gespannt gehaltene Stahldrahtseilzüge von der Meßstelle auf eine am Fahrzeugkörper angebrachte Schreibvorrichtung übertragen, wo sie auf einem verhältnismäßig dem

Fortschrittsweg des Fahrzeugs vorgeschobenen Papierstreifen aufgeschrieben werden.

Die Relativbewegungen zwischen Radsatz- oder Lenkgestellteilen einerseits und Fahrzeugrahmen oder -körper andererseits konnten einfach so gemessen werden, daß der entsprechende Drahtzug von demjenigen Teil, dessen Relativbewegung gegenüber dem Fahrzeugrahmen bestimmt werden sollte, in Bewegungsrichtung zum Fahrzeugrahmen und weiter als Bowdenzug zum Schreibapparat geführt wurde. So konnten gemessen werden: die Tragfederzusammendrückung, die Verschiebung und Verdrehung des Radsatzes aus seiner Mittellage und die Verdrehung des Gestells gegenüber dem Fahrzeugrahmen.

Zur Messung der Spurweite des Gleises, genauer ihrer Änderung, der Winkelstellung des Radsatzes zum Gleis und des Abstandes des einen Spurkranzes von der benachbarten Schienenflanke dienten drei zweiarmsig senkrecht stehende Tasthebel, die sich mit ihren unteren Tastenden von innen unter Federdruck gegen die Schienenflanken legten, in der Nähe ihrer Mitte gelagert waren mit waagrecht längsliegenden Drehachsen in einem waagrecht liegenden an den beiden Achsbuchsen des Meßradsatzes aufgehängten „Meßrahmen“, und an ihren oberen Enden die verschiedenen Meßdrahtzugenden trugen. Ein Wippen des labil an der Achse aufgehängten Meßrahmens wurde durch gelenkige Verbindung desselben mit dem darüberliegenden Fahrzeugrahmen verhindert, die den Meßrahmen immer parallel zum Fahrzeugrahmen und damit auch nahezu parallel zur Gleisebene hielt und kleine Drehbewegungen des Radsatzes mit Meßrahmen um eine lotrechte Achse gegenüber dem Fahrzeugrahmen zuließ. Zwei Taster 1 und 2 lagen an der einen Schiene an, der dritte 3 dem einen von diesen gegenüber an der anderen Schiene. Die beiden ersten gleich weit vor und hinter der Meßachse liegenden dienten zur Messung des „Spurkranzabstandes“ und der „Winkelstellung“. Zur Messung des „Spurkranzabstandes“ wurde ein kurzer Drahtzug ohne Hülse vom oberen Ende des Tasters 1 quer nach außen, weiter über eine seitlich am Meßrahmen verschieblich gelagerte lose Rolle mit 180° Umlenkung und schließlich von außen her zum oberen Ende des Tasters 2 der gleichen Seite geführt; so ist die Bewegung der Achse dieser losen Rolle das arithmetische Mittel der beiden Tasterausschläge und damit verhältnismäßig dem „Spurkranzabstand“ in der Geraden und von dem im Gleisbogen um die Pfeilhöhe des Bogens zwischen den beiden Tasteranlagepunkten verschieden. Diese Bewegung der losen Rolle wurde durch einen Bowdenzug auf die Schreibvorrichtung übertragen. Zur Messung der „Winkelstellung“ war ein zweiter Drahtzug in folgender Weise geführt: Von Taster 1 aus ohne Hülse quer nach innen, entgegengesetzt der Richtung des ersten Zuges, dann nach entsprechender Umlenkung von außen her über eine am oberen Ende des Tasters 2 gelagerte dessen Bewegung mitmachende waagerechte Rolle, von dieser weg in Längsrichtung des Meßrahmens, also quer zur Bewegung des Tasters mit Rolle, und schließlich als Bowden-Zug zum Schreibapparat. Zu diesem gelangt somit der Unterschied der Ausschläge der Taster 1 und 2 oder, durch den Tasterabstand geteilt, der Tangenswert der „Winkelstellung“. Die Änderung der Spurweite wurde mit Hilfe zweier einander gegenüberliegender Taster so gemessen, daß ein Drahtzug ohne Hülse vom oberen Ende des einen auf kürzestem Wege zu dem des anderen geführt wurde, hier aber nicht mit diesem verbunden, sondern von hier an in der mit diesem fest verbundenen Hülse des Bowdenzuges laufend, der in üblicher Weise zur Schreibvorrichtung geführt wurde. Durch diesen Anschluß des Drahtzuges selbst an den einen, der Hülse an den anderen Taster wird der Unterschied der Ausschläge der beiden einander gegenüberliegender Taster und damit die

\*) Selbstverlag Bern 1936, 1. Band Text, 2. und 3. Band Aufzeichnungen der Meßapparate.

Änderung der Spurweite gemessen und auf das Schreibwerk übertragen. Bei kleineren und mittleren Fahrgeschwindigkeiten, die bei den Versuchen von Liechty vorlagen, dürfte diese einfache Einrichtung bei sorgfältiger Durchbildung aller Teile, besonders der Tastenden und der Drahtzugführung, recht brauchbar und hinreichend genau sein. Sie hat sich bei den Liechty'schen Versuchen durchaus bewährt.

Durch die „Winkelstellung“ und den „Spurkranzabstand“ ist der Lauf jedes Radsatzes vollkommen bestimmt. Kennt man außerdem noch das Längsgleiten seiner Räder, so kann man aus der Winkelstellung, dem Spurkranzabstand, dem Längsgleiten und den bekannten Abmessungen der Räder und Schienen sowie den Raddrücken und etwaigen äußeren am Radsatz angreifenden Kräften nach der Bogenlauftheorie des mit Ein- oder Zweipunktberührung anlaufenden Radsatzes mit kegelförmigen Laufflächen und Spurkranzen\*) die Gleitbewegungen und Normaldrücke an allen Berührungspunkten berechnen und daraus bei Annahme eines Zahlenwertes für die Reibungsziffer  $f$  dieses Gleitens auch die Gleitreibungsleistungen an den verschiedenen Berührungspunkten und den zugehörigen Krümmungswiderstand. Liechty hat das Längsgleiten dadurch ermittelt, daß er die Wege maß, die das Außen- und das Innenrad von genau bekannten Laufkreisdurchmessern im Bogen unter dem Fahrzeug mit unveränderlichem Anlaufwinkel bei einer Umdrehung zurücklegte — er nahm dabei das arithmetische Mittel aus einer großen Zahl von Messungen — und hat daraus in der oben angegebenen Weise mit  $f = 0,2$  die Normaldrücke, Gleitgeschwindigkeiten, Gleitwiderstände, Gleitwiderstandsleistungen und den Krümmungswiderstand der einzelnen weder ziehenden noch gebremsten Radsätze und ganzer Fahrzeuge berechnet.

Der genannten Bogenlauftheorie liegt die Voraussetzung zugrunde, daß diejenige Bewegung, die jeder Radsatz außer reinem geometrisch festliegendem Rollen gegenüber den Schienen an den Berührungsstellen macht, reines Gleiten ist und daß die an den verschiedenen Berührungspunkten auftretenden Gleitwiderstände zerlegt gedacht werden können in Teilwiderstände wie jede andere Kraft.

Bei einem weder ziehenden, noch gebremsten Einzelradsatz, der sich aus seiner Mittelstellung gegenüber seinem Fahrzeug- oder Gestellrahmen herausbewegen kann gegen eine mit seiner Auslenkung in bekannter Weise zunehmende Rückstellkraft, wie etwa einer „freien Lenkachse“, läßt sich sein gesamter Laufwiderstand, bestehend aus der Summe von Achslager-, Roll- und Krümmungswiderstand, bestimmen aus seiner Auslenkung aus der Mittelstellung. Mißt man diese Auslenkung einmal in der Geraden, dann unter sonst gleichen Umständen im Bogen, so erhält man aus der Differenz beider Messungen den Krümmungswiderstand. Bestimmt man den Krümmungswiderstand auf beide angegebene Arten, so kann man daraus den Zahlenwert von  $f$  ermitteln oder kann, bei ziemlich bekanntem Zahlenwert von  $f$ , die Erfüllung der oben angegebenen Voraussetzung der Theorie nachprüfen. Diese Möglichkeiten hat Liechty, wenn auch noch nicht voll ausgeschöpft, so doch grundsätzlich richtig verwendet und auf diese Weise bei seinen Lenkachversuchen eine gewisse Bestätigung der Erfüllung jener Voraussetzung gefunden.

Liechty hat nun auf die angegebene Weise folgende Fahrzeuge bei Geschwindigkeiten bis zu 45 km/h untersucht:

\*) Bäseler: Spurkranzreibung, Org. Fortsch. Eisenbahnwes. 1927. — Bäseler: Geheimnis der freien Lenkachsen. Z. d. V. d. Eisenbahnverw. 1928. — Jahn: Spurerweiterung oder nicht. Z. d. V. d. Eisenbahnverw. 1927. — Heumann: Spurkranz und Schienenkopf. Org. Fortsch. Eisenbahnwes. 1931. — Heumann: Die freien Lenkachsen im Gleisbogen bei Einpunktberührung. Org. Fortsch. Eisenbahnwes. 1933. — Heumann: Die freien Lenkachsen im Gleisbogen bei Zweipunktberührung. Org. Fortsch. Eisenbahnwes. 1934.

1. Dreiachsiger Wagen von 1888, dessen beide Endachsen nach Klose durch die seitlich verschiebliche Mittelachse gegen eine ziemlich verhältnismäßig dem Ausschlag zunehmende, sehr wenig gedämpfte, Gewichtsrückstellvorrichtung derart gesteuert werden, daß bei Seitenspiel im Gleis  $= 0$  oder bei sogenannter „Paßspur“ im Kreisgleisbogen die Endachsen genau radial stehen. Spurweite 1,010 m. Gesamter Radstand 4,5 m. Große Spurerweiterung in den Bögen und große Reifenbreite und -kegelneigung zur Erzielung von Kegelrollen.

2. Dreiachsiger Wagen von 1935, dessen beide Endachsen nach der Bauart Winterthur-Buchli von der verschieblichen

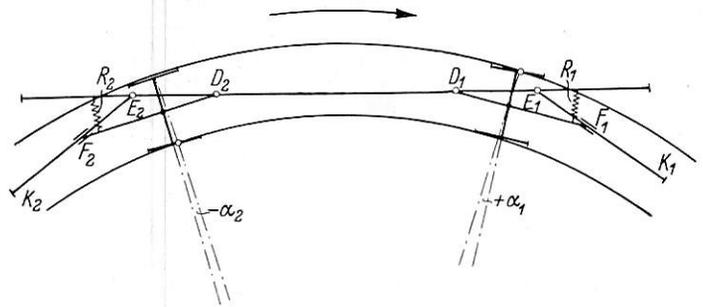


Abb. 1.

Mittelachse so gesteuert werden, daß sie in Paßspur im Gleisbogen mit kleinen Anlaufwinkeln anlaufen. Gesamtradstand 5 m, Spurweite 1 m, die Räder lose auf den Achsen.

3. Zweiachsiger Wagen mit freien Lenkachsen. Radstand 5 m, Spurweite 1 m.

4. a) und b) Zwei zweiachsige Wagen mit Lenkgestellen Liechty, deren Wirkungsweise aus Abb. 1 hervorgeht. Die Lenkgestelle sind Bissel-Achsen mit Drehzapfen  $D_1, D_2$  am Fahrzeugrahmen, die in ihren den Drehpunkten  $D_1, D_2$  gegenüberliegenden Deichselfortsätzen  $F_1, F_2$  mitgenommen oder gesteuert werden durch die seitlich biegeunflexiblen Kuppel-

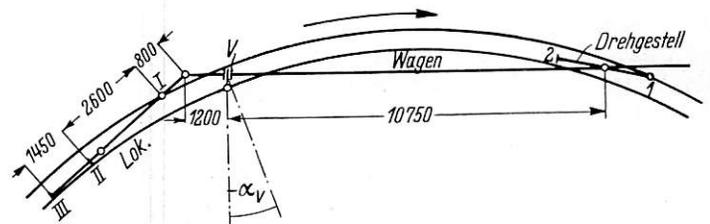


Abb. 2.

stangen  $K_1, K_2$ , durch die das vorliegende Fahrzeug mit den beiden benachbarten in Mittelpufferkupplung gekuppelt ist. Die Kuppelstangen greifen in den Punkten  $E_1, E_2$  am Fahrzeugrahmen an. Der Verdrehung der Lenkgestelle gegen den Fahrzeugrahmen aus der Mittelstellung heraus widersetzt sich die Kraft der Rückstellfedern  $R_1, R_2$ . Radstand: a) 5,96 m und b) 4,7 m. Spurweite 1 m.

5. Dreiachsige elektrische Lokomotive mit kurzgekuppeltem dreiachsigem Wagen. Achsanordnung und Bogeneinstellung nach Abb. 2. Die Kurzkupplung läßt nur eine Verdrehung der beiden Fahrzeuge gegeneinander, gegen eine Federrückstellkraft, aber keine Verschiebung gegeneinander zu. Die Einzelachse  $V$  des Wagens war ursprünglich quer verschieblich gegen eine Federrückstellkraft ausgebildet und wurde später wegen starker Spurkranzabnutzung ersetzt durch ein Liechty-Lenkgestell, d. h. eine Bissel-Achse mit nach der Wagenmitte zu liegendem Drehzapfen, deren Deichselfortsatz in Höhe der Hinterachse der Lokomotive an diese unmittelbar und ohne Rückstellvorrichtung angelenkt ist. Regelspur.

Die Versuchsfahrten mit Wagen 1 (Klose), 3 (freie Lenkachsen) und 4b) (Liechty) wurden auf den gleichen Strecken gemacht, die Bogenhalbmesser bis herab auf 40 m hatten. Die Versuchsstrecke von Wagen 2 wies Bögen mit Halbmessern bis herab auf 25 m, die Versuchsstrecke der Anordnung 5 solche mit Halbmessern bis herab zu 190 m auf. Kurze Übergangsbögen waren überall vorhanden. Gleichzeitig wurde immer nur an einer Achse gemessen.

Die Versuche zeigten sehr deutlich Folgendes:

1. Der Klose-Wagen, an dem nur an den Endachsen gemessen wurde, schlingerte stark, sowohl in der Geraden wie in den Bögen, unter fast voller Ausnutzung des Seitenspiels im Gleis, also um so stärker, je größer dieses. Auch die Wellenlänge nahm etwas zu mit wachsendem Seitenspiel. Mehrere Fahrten auf der gleichen Strecke mit verschiedenen Geschwindigkeiten ergaben die gleiche Bahn des Fahrzeugs und seiner Achsen, also die gleichen Ausschläge an den gleichen Stellen. Ein Vergleich dieser Bahn mit der gleichzeitig gemessenen Gleislage läßt es als sehr wahrscheinlich erscheinen, daß nicht Gleisunregelmäßigkeiten oder Schienenstöße das Schlingern einleiten und bestimmen, sondern daß es ganz gesetzmäßig durch die Stellungsfehler, die die Achsen bei vorhandenem Seitenspiel bei jedem Einlauf in einen Bogen und bei jedem Auslauf aus ihm bei dieser Achsanordnung erhalten, eingeleitet und durch ihre Verbindung miteinander aufrecht erhalten wird. Andererseits wird, wie auch die Versuche zeigen, durch diese Verbindung erreicht, daß ein Rad beim Zulaufen auf eine Schiene seinen Zulaufwinkel allmählich verkleinert, bis auf Null bei stärkster Annäherung und dann mit negativem Anlaufwinkel wieder abläuft, so daß der Spurradius kaum zum Anschleifen kommt und auch sonst nur sehr kleine Gleitbewegungen und Krümmungswiderstände auftreten.

2. Am dreiachsigen Wagen Winterthur-Buchli wurde an allen drei Achsen gemessen. In Bögen von 25 bis 60 m Halbmesser lief die Vorderachse mit ziemlich großem Anlaufwinkel ständig außen, die Hinterachse mit etwas kleinerem ständig innen und die Mittelachse mit kleinem ständig außen an, in jedem Bogen mit nur ganz geringen Schwankungen. Das Fahrzeug lief somit ruhig, ohne Schlingern, durch die Bögen und in der Geraden, aber mit ziemlich großem Krümmungswiderstand und Verschleiß. Der Wegfall des Längsgleitens infolge Losanordnung der Räder ändert daran sehr wenig.

3. Am Lenkachswagen wurde an beiden Achsen gemessen. In scharfen Bögen, z. B.  $R = 40$  m, lief die Vorderachse außen an mit großem Anlaufwinkel, noch etwas größer als er beim steifachsigen Fahrzeug wäre, die Hinterachse innen mit etwas kleinerem, beide Achsen in wenig veränderlicher Stellung, also ruhig. In flacheren Bögen, z. B.  $R = 120$  m, lief die Vorderachse außen an mit kleinem etwas veränderlichem Anlaufwinkel, während die Hinterachse leicht um ihre Mittelstellung herum pendelte. Diese Versuchsergebnisse stimmen gut überein mit der oben angeführten Theorie und den Ergebnissen der sehr sorgfältig durchgeführten Versuche des Unterausschusses für die Prüfung von Vereinslenkachsen auf den Reichseisenbahnen in Elsaß-Lothringen der Jahre 1892

bis 1895, niedergelegt in einem Bericht der geschäftsführenden Verwaltung des Vereins 1896\*).

4. Die beiden Wagen mit Liechty-Lenkgestellen verhielten sich bei Steuerung beider Gestelle durch benachbarte Fahrzeuge folgendermaßen: In Bögen bis herab zu  $R = 75$  m lief die Vorderachse außen an mit nur kleinem Anlaufwinkel, der periodisch leicht schwankte, bei dem Wagen a) mit dem größeren Radstand etwas größer war als bei Wagen b) mit dem kleineren Radstand, bei diesem mit seinen periodischen Mindestwerten etwas unter 0 kam. Die Hinterachse lief mit noch etwas kleinerem periodisch leicht schwankendem Anlaufwinkel an, und zwar bei dem Wagen a) mit dem größeren Radstand innen, bei dem Wagen b) mit dem kleineren außen. Bei diesem sank der Anlaufwinkel periodisch etwas unter 0. Auch in der Geraden schwankten die Winkelstellungen nur wenig. Die periodischen Schwankungen dürften hier vielleicht hauptsächlich herrühren von der Wirkung der Schienenstöße. Diese und ein Streckenlängenmaßstab sind nicht eingetragene. So liefen beide Wagen sowohl in Bögen sehr verschiedener Krümmung als auch in der Geraden ziemlich ruhig und wiesen nur geringen Krümmungswiderstand und Verschleiß auf.

Führen die Wagen allein, mit beiderseits nicht gesteuerten Gestellen, so liefen in den Bögen beide Achsen außen an mit mittelgroßen periodisch etwas schwankenden Anlaufwinkeln, in der Geraden ziemlich ruhig.

5. Hier wurde nur an der Wageneinzelachse gemessen. Bei der ursprünglichen Anordnung dieser als Vershubachse V lief sie in Bögen bei voranlaufender Lokomotive außen an, bei Voranlaufen des Wagens innen an, und zwar mit ziemlich großem Anlaufwinkel, namentlich bei Voranlauf des Wagens. Diesem Innenanlauf mit großem Anlaufwinkel gehören, wie Liechty an Hand der angegebenen Theorie zeigt, recht große Gleitwege und recht großer Krümmungswiderstand, Spurradius- und Schienenflankenverschleiß zu, und die Vershubachse verschob sich oft schlagartig, wohl bei Überfahren von schlecht liegenden Schienenstößen. Nach dem Umbau war der Stellungsfehler der Einzelachse bei Voranlauf des Wagens ganz, bei Voranlauf der Lokomotive fast ganz verschwunden; die Achse lief nicht mehr an und ruhig. So wurde der Krümmungswiderstand und Verschleiß wesentlich vermindert und der Lauf des Wagens an dem der Lokomotive zugekehrten Ende verbessert.

Aus 4. und 5. ergibt sich, daß durch die Liechty'schen Lenkgestelle oft eine wesentliche Verbesserung erreicht werden kann. Dem Bericht über weitere Versuche, den Liechty in der vorliegenden Arbeit in Aussicht stellt, darf man mit großem Interesse entgegensehen. Am Schluß der Schrift gibt der Verfasser eine Ergänzung des Literaturverzeichnisses bis 1936.

\*) Auszugsweise wiedergegeben und auf Grund der Erkenntnis der an den freien Lenkachsen auftretenden Kräftewirkungen erklärt und beurteilt in der Arbeit: Heumann, Die freien Lenkachsen im Gleisbogen bei Einpunktberührung. Org. Fortsch. Eisenbahnwes. 1933, 1. 9. und 1. 10:

## Versuchsweise Bestimmung der zur Entgleisung eines führenden Rades nötigen Kraft.

Von Ing. P. Labrijn, Maschinendirektor-Stellvertreter der Niederländischen Eisenbahnen, Utrecht.

Hierzu Tafel 17.

Entgleisung eines Eisenbahnfahrzeuges findet statt, wenn der Spurradius eines Rades auf die Schiene steigt. Wenn der Spurradius auf die Schiene steigen soll, ist eine Seitenkraft  $Y_z$  nötig, die in waagerechter Richtung quer zur Schiene vom Spurradius auf die Schiene ausgeübt wird\*). Insbesondere tritt

\*) Zur Berechnung des statischen Führungsdruckes sind u. a. von Uebelacker und von Heumann Methoden angegeben, vergl. Uebelacker, Untersuchungen über die Be-

diese Kraft auf beim führenden Rad eines Fahrzeuges beim Befahren einer Gleiskrümmung oder beim Stoßen gegen einen Gleisknick, d. h. also wenn das Rad mit einem gewissen Anlaufwinkel anläuft.

wegung von Lokomotiven mit Drehgestellen in Bahnkrümmungen, Beilage zum Org. Fortsch. Eisenbahnwes. 1903; Heumann, Zum Verhalten von Eisenbahnfahrzeugen in Gleisbogen, Org. Fortsch. Eisenbahnwes. 1913, Seite 104.

Aus der Größe dieser Kraft läßt sich ein Schluß auf die Entgleisungssicherheit ziehen.

Zur Bestimmung dieser Kraft sind von mir Versuche angestellt worden mit einem dreiachsigen Tender nach Abb. 1.

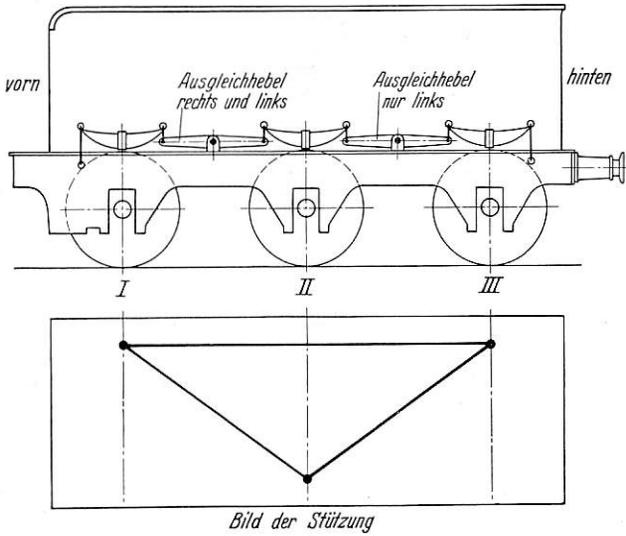


Abb. 1.

Zur Durchführung der Versuche ist die Mittelachse quer verschiebbar angeordnet worden. Hierzu ist das nötige Spiel zwischen den Achslagergehäusen und Gleitbacken hergestellt und sind die Federstützen so eingerichtet worden, daß sie der Bewegung der Achslagergehäuse folgen können. Außerdem kann diese Achse bis zu einem Winkel von 2° schief gestellt und in der jeweils eingestellten Lage gehalten werden.

Durch Anordnung von Ausgleichhebeln zwischen den Tragfedern (2 links und 1 rechts) ist die Achsbelastung statisch bestimmt.

Die Versuche haben mit vollem und leerem Tender stattgefunden.

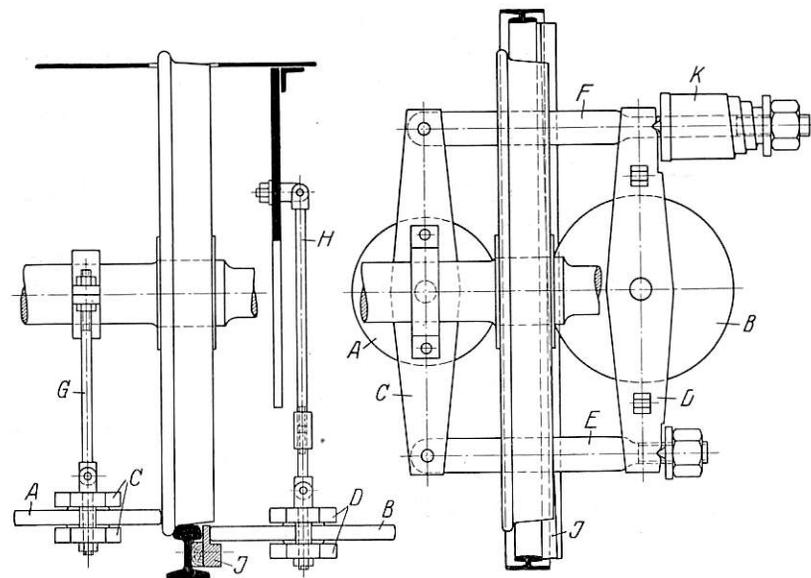


Abb. 2.

Zur Bestimmung der zu messenden Seitenkraft ist an der Mittelachse eine Vorrichtung nach Abb. 2 angeordnet. Diese Vorrichtung besteht aus zwei Rollen A und B, von denen die eine gegen das Rad und die andere gegen die Schiene gedrückt wird. Die Rollen sind in den Hebeln C und D gelagert, die an beiden Enden durch Zugstangen E und F miteinander ver-

bunden sind. In die Zugstange F ist eine Schraubenfeder eingebaut. Die Hebel C und D sind an den Stangen G und H beweglich aufgehängt, Stange G an der Achse, Stange H am Rahmen.

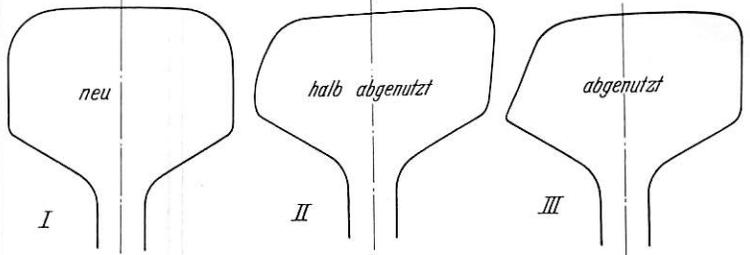
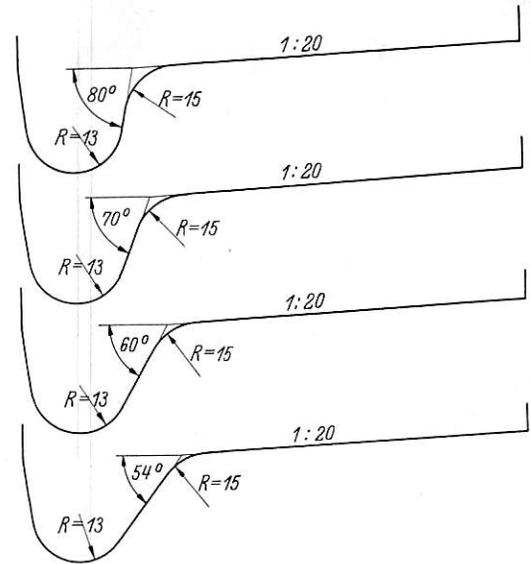


Abb. 3.

An der Außenseite der einen Schiene ist eine keilförmige Leiste J angebaut derart, daß die Rolle B beim Fahren gegen diese Leiste läuft und infolge der Keilneigung die Feder K spannt. Diese Feder ist geeicht, so daß eine bestimmte Eindrückung eine bestimmte Kraft bedeutet. Die Feder wird so lange gespannt, bis die dadurch entstandene Kraft den Spurkranz über die Schiene zieht. In diesem Augenblick wird die Größe der Kraft abgelesen und damit ist die gesuchte Querkraft  $Y_z$  bestimmt.

Diese Versuche sind am fahrenden Tender (Geschwindigkeit etwa 5 km/h) mit den Radreifenprofilen mit 54°, 60°, 70° und 80° Flankenneigung des Spurkranzes gemacht worden und mit neuen, halb abgenutzten und abgenutzten Schienen nach Abb. 3, und zwar bei Anlaufwinkeln von 30', 1°, 1°, 30' und 2° und Radbelastungen von 2700 kg und 4900 kg.

Zu beachten ist, daß die von den beiden Rollen ausgeübten Kräfte nicht genau in einer waagerechten Ebene liegen (Höhenunterschied 30 mm) und dadurch die Schienendrucke rechts und links um etwa 2% geändert werden.

Die Ergebnisse der Versuche sind in den Abb. 1 und 2, Tafel 17 zeichnerisch dargestellt.

Aus diesen Versuchen geht hervor, daß der Betrag des Verhältnisses  $\frac{Y_z}{Q}$  abnimmt, also die Entgleisungsgefahr zunimmt:

- a) mit zunehmendem Anlaufwinkel;
- b) mit der Abnutzung der Schienenflanke (nur sehr wenig);

e) mit Kleinerwerden des Flankenwinkels des Spurkranzes und

d) mit der Zunahme der Radbelastung.

Es ist nicht möglich gewesen den Spurkranz bei einem Anlaufwinkel von  $0^\circ$  über die Schiene zu drücken.

Die Haftreibungszahl zwischen Rad und Schiene hat bei diesen Versuchen etwa 0,35 betragen.

Mit einfachen Mitteln ist hier ein Einblick in die tatsächlichen Kräfte im Augenblick des Hochsteigens eines anlaufenden Rades bei rein statischen Verhältnissen gewonnen. Die Versuche haben sich auf nicht angetriebene und nicht gebremste Räder beschränkt.

Die hier angeführte und bei den Versuchen beobachtete

Seitenkraft  $Y_z$  darf nicht verwechselt werden mit der üblicherweise mit  $Y$  bezeichneten Führungskraft, die beim Bogenlauf von der Schiene auf ein anlaufendes Rad ausgeübt wird. Bei dieser letzteren Kraft muß berücksichtigt werden, daß die Achse durch die Schrägstellung schon selbst gegen die Schiene drängt mit einer Kraft, die der Reibung ihrer Räder auf den Schienen entspricht.

Auch zur Bestimmung der Kraft  $Y$  wurden bei den Niederländischen Staatseisenbahnen, ebenfalls mit einem dreiaxigen Wagen, Versuche ausgeführt. Sie sind in dem Aufsatz von Professor Baumann „Die Reibungszahl  $\mu'$  der quergleitenden Reibung rollender Räder von Eisenbahnfahrzeugen“ im Jahrgang 1931 des Org. Fortschr. Eisenbahnwes. auf Seite 400/401 beschrieben.

## Rundschau.

### Allgemeines.

#### Die Eisenbahnen im nordamerikanischen Überschwemmungsgebiet.

Von der gewaltigen Überschwemmung, welche im Anfang dieses Jahres das Stromgebiet des Ohio heimsuchte, wurden auch die Eisenbahnen in diesem Landesteil stark betroffen. Die Abbildung läßt erkennen, in welchem Umfange dies an manchen Stellen geschehen ist. In tatkräftiger Weise haben die Eisenbahnen Maßnahmen getroffen, um ihren Verkehr nach Möglichkeit aufrecht zu erhalten und nach Fallen des Wassers baldigst wieder aufzunehmen, und namentlich auch der notleidenden Bevölkerung in weitgehendem Maße, z. B. durch Einrichtung von Güterwagen als Notwohnungen, Hilfe zu bringen.

Bei Versagen der sonstigen Verkehrsmittel haben die Eisenbahnbediensteten trotz eigener Lebensgefahr für Aufrechterhaltung des Eisenbahnbetriebes gesorgt.

Besonders bemerkenswert waren die Leistungen der Eisenbahnen während der Überschwemmung in der Stadt Louisville (Kentucky). Hier waren annähernd 250 000 Einwohner gezwungen, ihre Wohnung zu verlassen, und die Eisenbahnen boten die einzige Möglichkeit zur Flucht. Pendelzüge verkehrten über Strecken, die bis  $1\frac{1}{2}$  m unter Wasser standen, und manche Fahrgäste wurden auf den Wagendächern befördert. Anfänglich waren die Verbindungen der Eisenbahn-Außenstellen mit den leitenden Direktionen unterbrochen und erstere auf selbstständiges Handeln angewiesen. Nach kurzer Zeit war es jedoch möglich, eine allgemeine Betriebsleitung einzurichten. Es wurde ein Ausschuß von Beamten des Betriebs- und Verkehrsdienstes aller beteiligten Eisenbahnen gebildet, der im Benehmen mit der städtischen Verwaltung die Beförderung von Personen, Nahrungsmitteln, Kohlen usw. leitete und später die Zurückführung der Einwohner bewerkstelligte.

Da die Eisenbahndienststräume zum großen Teil unter Wasser standen, wurden die Büros vorübergehend in Speisewagen und Schlafwagen untergebracht und durch Fernsprech- und Telegraphenleitungen miteinander verbunden. Die Fernsprechzentrale wurde durch vier weibliche Kräfte bedient, welche während der ganzen Zeit der Überschwemmung das betreffende Gebäude nicht verließen.

Bemerkenswert unter den ungewöhnlichen Leistungen der Eisenbahnen während der Überschwemmung war die Beförderung eines 45 t schweren elektrischen Umformers für die städtische elektrische Zentrale in Louisville. Letztere war durch die Überschwemmung außer Betrieb gesetzt und sollte durch ein außerhalb der Stadt liegendes Werk vorübergehend ersetzt werden. Der hierfür erforderliche Umformer mußte an dem Kreuzungsbauwerk zweier Eisenbahnen von der unteren zur oberen gehoben werden. Zu diesem Zweck wurden beide Bahnen durch eine Gerüstbrücke miteinander verbunden, und es wurde auf dieser der Wagen mit dem Umformer von Eisenbahnarbeitern durch Ketten hoch gewunden. Schwierigkeiten machte auch die Versorgung mit Kesselspeisewasser, da das städtische Wasserwerk von Louisville nur während zweier Stunden täglich Wasser liefern konnte. Eisen-

bahnseitig wurde daher ein verlassener Brunnen wieder in Benutzung genommen und nach Möglichkeit Regenwasser verwendet. Wassermangel und die Übersiedelung des Bedienungs-personals nach anderen Orten legte auch den Betrieb in manchen Werkstätten lahm, welche von der Überschwemmung verschont geblieben waren.

Die Zusammenfassung des Verkehrs auf einzelne Bahnhöfe, die nicht unter Wasser standen, machte die Anpassung dieser Bahnhöfe für den stärkeren Verkehr notwendig; einzelne Stokkungen ließen sich nicht immer vermeiden. — In Cincinnati übertraf die Höhe der Flutwelle und ihr plötzliches Erscheinen weit



Ein bezeichnendes Bild bei Louisville (Kentucky), wo an den Eisenbahnanlagen ausgedehnter Schaden angerichtet wurde.

die amtlichen Vorhersagungen. Trotzdem waren die Eisenbahnen durch vielfache Umleitung von Zügen und Umwandlung von Güterbahnhöfen in Personenbahnhöfe im Stande, während der ganzen Zeit der Überschwemmung den Verkehr aufrecht zu erhalten. Ein Teil der Bahnen lag zwar bis zu einer Höhe von 6 m unter Wasser, bei anderen war jedoch nach den Erfahrungen bei früheren Überschwemmungen die Höhenlage so gewählt, daß sie benutzbar blieben. Bei einem Bahnhof lagen zwar die Eisenbahnanlagen über dem Hochwasser, jedoch war der Bahnhofsvorplatz überschwemmt und daher unbenutzbar; außerdem war der Bahnhof infolge Versagens der städtischen Elektrizitäts- und Wasserversorgung ohne Wasser, Heizung und Beleuchtung.

Der Güterverkehr wurde dadurch erheblich vermindert, daß die Industrie infolge Mangel an elektrischem Strom und brauchbarem Wasser größtenteils stillgelegt werden mußte.

Die an den Eisenbahnanlagen durch das Hochwasser verursachten Schäden waren in Cincinnati nicht besonders groß, da die Strömung des Wassers hier nur gering war.

Bei ihren Maßnahmen arbeiteten die Eisenbahnen im engen Einvernehmen mit der Militärbehörde und dem Roten Kreuz, namentlich hinsichtlich Verteilung der Wagen mit Material zur

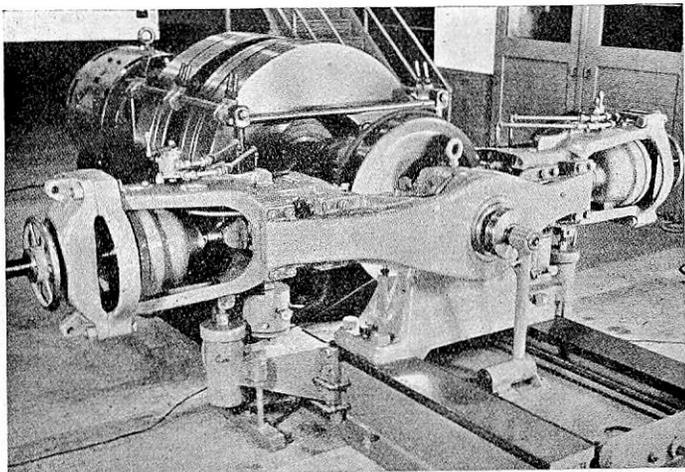
Verstärkung der Schutzdämme und für Beförderung von Personen und Lebensmitteln. Von Autos wurde, soweit zugänglich, ebenfalls Gebrauch gemacht. 60 Eisenbahnbedienstete stellten ihre eigenen Autos kostenlos zur Verfügung und fuhren sie ohne besondere Vergütung in eigener Person. Sr.

Rly. Age vom 6. Februar 1937.

## Werkstätten; Stoffwesen.

### Amerikanische Bremsklotz-Prüfmaschine.

Als Ergänzung für eine vorhandene Bremsklotz-Prüfmaschine, die für die bei den heutigen Verkehrsverhältnissen notwendigen Prüfanforderungen nicht mehr ausreichte, hat die amerikanische



Bremsklotz- und Gießerei-Kompagnie eine neue derartige Maschine beschafft, die voraussichtlich auch den in den nächsten Jahren zu erwartenden hohen Prüfbeanspruchungen gewachsen sein wird. Die Maschine besteht aus einem Elektromotor mit 172 PS Leistung, der unter Zwischenschaltung von sieben Schwungscheiben das

eingesetzte Rad, welches durch die zu prüfenden Bremsklötze abgebremst werden soll, antreibt. Die Schwungscheiben von verschiedenem Gewicht können wahlweise mit dem Motor bzw. der durchgehenden Welle durch Aufkeilen verbunden werden, so daß 26 verschiedene Möglichkeiten mit einem wählbaren Scheibengewicht zwischen 1,8 und 18 t zur Erzeugung von Energie, die beim Abbremsen zu vernichten ist, bestehen. Die jeweils nicht gebrauchten Ringe werden durch eine besondere Feststellvorrichtung in der Ruhelage gehalten. Die Umdrehungszahlen des Motors sind so abgestimmt, daß Radumdrehungszahlen erreicht werden können, die einer Geschwindigkeit bis zu 230 km/h entsprechen. Das eingesetzte Rad kann einen Durchmesser von 430 bis 1070 mm haben. Die zu prüfenden Bremsklötze werden von einem doppelarmigen Gestell getragen (s. Abb.), in dem die Bremszylinder, die den Anpreßdruck für die Bremsklötze erzeugen, eingebaut sind. Dieser Doppelarm ist ebenfalls auf der durchgehenden Welle durch Kugellager gelagert; sein Gewicht ist durch Spiralfedern unter jedem Arm entlastet. Bei Bedarf ist es möglich, nur die eine Seite mit einem Bremsklotz zu versehen. Der ausgeübte Bremsdruck wird durch hydraulische Meßdosen in den Armen gemessen. Ebenso wird auch das Drehmoment des Doppelarmes durch hydraulische Zylinder auf das Maschinenbett übertragen und so der Messung zugänglich gemacht. Die Bremszylinder sind austauschbar, es können solche von 152 mm und 305 mm eingebaut werden.

Sämtliche Anzeigeinstrumente sind in einem besonderen Raum untergebracht, von dem aus auch die meisten der gewünschten Betriebsbedingungen eingestellt werden können. Die Bremsvorgänge werden selbsttätig graphisch aufgezeichnet. E. W.

(Rly. Age, Juli 1936.)

## Lokomotiven und Wagen.

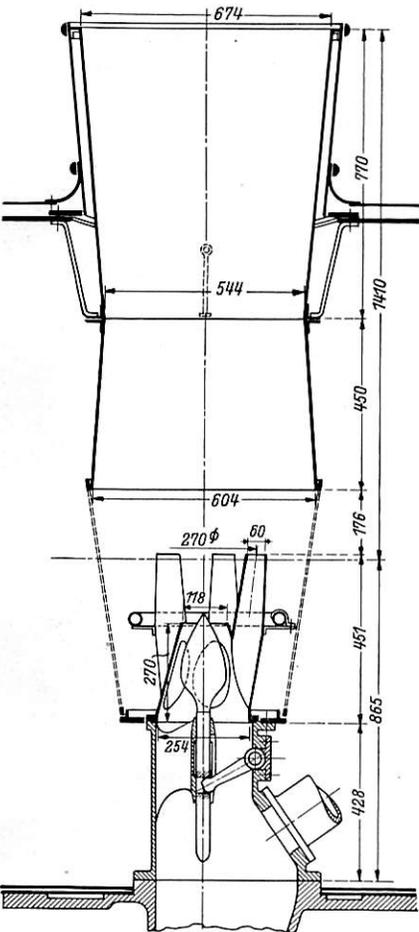
### Versuche mit dem verstellbaren Blasrohr von Lemaître.

Die französische Nordbahn verwendete von 1902 bis 1935 an der Mehrzahl ihrer Lokomotiven das Blasrohr mit verstellbarem Kegel. Die seit 1930 von anderen französischen Bahnen mit dem Blasrohr, Bauart Klychap (PO), mit Kreuzquerschnitt (PLM) und mit verbessertem Kleeblattquerschnitt (Est) erzielten Erfolge lenkten von neuem die Aufmerksamkeit auf die Frage des verstellbaren Blasrohres. Eine Erörterung darüber enthält eine Veröffentlichung von Ledard in Rev. gén. vom 1. September 1936. Die Anhänger des festen Blasrohres müssen die Blasrohrmündung nach den Erfordernissen der größten Dampfleistung des Kessels bemessen; in unteren Arbeitslagen wäre zwar eine Minderung der Blasrohrwirkung zulässig, doch ist nach ihrer Anschauung der Leistungsgewinn nur gering, weil der Gegendruck im Auspuffrohr an sich niedrig ist. Gegen das verstellbare Blasrohr wird eingewendet, daß die Kesselleistung, d. h. die Dampferzeugung sich sehr gleichmäßig mit der Menge des ausgepufften Dampfes verändert, mit anderen Worten, daß das feste Blasrohr also selbstregelnd ist. Diese Anschauungen treffen nach der angeführten Veröffentlichung nicht, oder wenigstens nicht in vollem Umfange zu. Nur bei gleichmäßigem Dienst können sich die Vorteile des veränderlichen Blasrohres nicht auswirken. Dagegen erhöht z. B. die Zugheizung im Winter die Dampferzeugung um 10 bis 40% und da der Heizdampf nicht durch das Blasrohr entweicht, so kann er für die Zugwirkung nicht nutzbar werden. Ferner ist es mit dem festen Blasrohr nicht möglich, die Rostbelastung auf 1000 bis 1200 kg Kohle je m<sup>2</sup> und Stunde zu steigern, wie dies bei den verstellbaren Blasrohren der Fall ist. Die Dampferzeugung mittels des festen Blasrohres hinkt dem steigenden Dampfverbrauch nach; das verstellbare Blasrohr gestattet die gewünschte Kesselleistung rascher zu erreichen. Umgekehrt begünstigt das feste Blasrohr die Dampfverluste durch die Sicherheitsventile des Kessels, da die Dampf-

erzeugung nicht augenblicklich dem sinkenden Verbrauch folgt. Bei häufigen Leistungsschwankungen können diese Verluste 2 bis 3% der gesamten Dampferzeugung erreichen. Das verstellbare Blasrohr ermöglicht es, die Zugwirkung so rechtzeitig zu verringern, daß Verluste durch die Sicherheitsventile nicht auftreten. Die Veränderlichkeit der Blasrohrmündung wird vom Fahrpersonal nach den Angaben der Quelle nicht als Verwicklung empfunden, sondern im Gegenteil sehr geschätzt. (Freilich kann eine nicht zuverlässige Mannschaft vom verstellbaren Blasrohr in unzulässiger Weise Gebrauch machen um ungeschickte Feuerbedienung auszugleichen. Dies geht dann auf Kosten des Gegendruckes in den Zylindern.)

In Erwägung aller dieser Umstände hält die französische Nordbahn am verstellbaren Blasrohr fest und rüstete nach längeren Versuchen seit Beginn 1935 die meisten ihrer Lokomotiven mit dem verstellbaren Blasrohr nach den Angaben des Zugförderungs-Ingenieurs der Belgischen Nordbahn, Lemaître, aus. Der Blasrohrkopf besteht aus fünf bis sechs auf einem Kegelmantel angeordneten Rohren und einer mittleren Mündung. Nur die letztere kann mittels eines birnförmigen Einsatzes ganz oder teilweise verschlossen werden durch Betätigung eines Zuges vom Führerstand aus (siehe Abb.). Die Veränderlichkeit ist bedeutend, da das Verhältnis des kleinstmöglichen zum größten Querschnitt 0,4 beträgt. Teilt man den ganzen Regelbereich in zehn Punkte ein, so entspricht Punkt sechs etwa der Öffnung eines festen Blasrohres. Bei dieser Stellung beträgt für die 2 C 1-Vierzylinder-Verbundlokomotive der Baureihe 3.1251 mit 3,5 m<sup>2</sup> Rostfläche je nach der Fahrgeschwindigkeit der Überdruck im Auspuffrohr 0,25 bis 0,5 at bei einem Unterdruck in der Rauchkammer von 200 bis 340 mm Wassersäule. In der letzteren Arbeitslage läßt sich bei 120 km/h eine Rostbelastung von 1000 kg Kohle je m<sup>2</sup> und Stunde erzielen. Eine solche Anstrengung hat natürlich nur Bedeutung für die Erreichung von vorübergehenden Leistungs-

spitzen, z. B. auf einer Steigung. Der Kesselwirkungsgrad sinkt dabei auf etwa 0,5 und die Leistungsfähigkeit eines Heizers würde bei längerer Dauer weit überschritten werden. Die Heißdampf-temperaturen blieben praktisch unverändert. Die Anordnung des Blasrohrkopfes nach Lemaître zeichnet sich außer durch den weiten Regelbereich noch aus durch die große wirksame Oberfläche des Abdampfstrahles und dadurch, daß dessen Form durch die Beeinflussung der mittleren Mündung nicht verändert wird.



Verstellbares Blasrohr Bauart Lemaître der 2C1-Vierzylinder-Verbundlokomotiven der Französischen Nordbahn, Baureihe 3.1251—90.

Mit dem alten Blasrohr mit dem kegeligen Dorn der Bauart der Französischen Nordbahn erreichte die Lokomotive Reihe 3.1251 bei einer Luftleere in der Rauchkammer von 200 mm und einem Gegendruck im Auspuffrohr von 1,2 atü eine Rostbeanspruchung von 600 kg/m<sup>2</sup> und Std. und eine Leistung am Zughaken in der Ebene von 1700 PS. Mit dem Blasrohr Bauart Lemaître konnte die gleiche Rostanstrengung bei nur 0,25 atü Gegendruck erzielt werden, was bei der gleichen Fahrgeschwindigkeit einer Leistungssteigerung um 380 PS, also auf fast 2100 PS entspricht. Die 2C1-

Zwillings-Lokomotive Baureihe 3.1249 gab bei 120 km/h während 40 Min. eine Rostbelastung von 1100 kg/m<sup>2</sup> und Std. her, wobei die Luftleere in der Rauchkammer 370 mm Wassersäule und der Gegendruck im Auspuffrohr 0,55 atü betrug. Bei diesen Versuchen war der ACFI-Vorwärmer ausgeschaltet. Die 1E-Vierzylinder-Verbundlokomotive Reihe 5.1201 mit ebenfalls 3,5 m<sup>2</sup>

Rostfläche ist mit Stokerfeuerung versehen, mit welcher 1100 kg/m<sup>2</sup> und Std. Rostbeanspruchung bei nur 0,4 atü Gegendruck erreicht wurde. Hierbei war der Vorwärmer eingeschaltet. Die 1D-Vierzylinder-Verbundlokomotive Reihe 4.061 leistete mit dem alten Blasrohr mit Kegeldorn an der Kesselgrenze bei 90 km/h 1000 PS, während mit dem Blasrohr nach Lemaître die Dauerleistung 1560 PS beträgt, also um über 50% mehr. Die bisher nur für langsame Güterzüge eingesetzte Lokomotive vermag nun Eilgüterzüge und sogar schwere Schnellzüge mit 105 km/h zu befördern. Ähnlich gute Erfahrungen wurden bei den 1D1-Zwillings-Tenderlokomotiven der Pariser Vorortbahnen gemacht. L. Sehn.

### Lokomotiv-Hilfsdampfmaschine der Skoda-Werke in Pilsen.

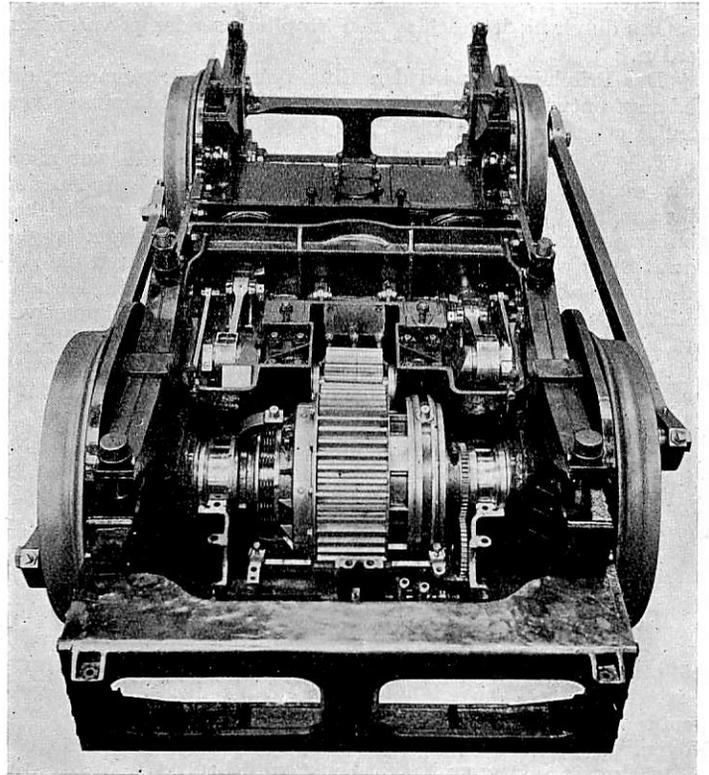
Die bisher nur in Amerika üblichen Hilfsdampfmaschinenantriebe für Lokomotiven („Booster“) haben neuerdings auch in Europa Ausführung gefunden.

Im nachstehenden ist eine solche Ausführung der Skoda-Werke in Pilsen beschrieben.

Die Hilfsmaschine wird nach amerikanischem Vorbild in ein Dreh- oder Schleppestell der Lokomotive oder in ein Tenderdrehgestell eingebaut. Das Drehmoment der Dampfmaschine wird dabei über ein auf der Kurbelwelle sitzendes Ritzel auf ein Zahnrad übertragen, das auf die anzutreibende Lokomotiv- oder Tenderlaufachse aufgesetzt ist. Wenn die Reibung eines zweiten Lauf-

radsatzes für den Antrieb ausgenützt werden soll, so wird dieser durch außenliegende Kuppelstangen mit dem unmittelbar angetriebenen Radsatz verbunden. Solange der zusätzliche Antrieb nicht benötigt wird, bleibt er ausgeschaltet und die betreffenden Radsätze laufen als reine Laufachsen leer mit.

Die Zwillings-Dampfmaschine ist liegend in das Drehgestell eingebaut. Sie hat um 90° versetzte Kurbeln und Kolbenschieber mit innerer Einströmung, die durch einfache Schiebersteuerungen mit gleichbleibender Füllung angetrieben werden. Die beiden Dampfzylinder sind mit den zugehörigen hinteren Zylinder- und Schieberkastendeckeln in einem Stück aus Stahl gegossen; die Laufflächen sind ausgebücht. Die vorderen Zylinder- und Schieberkastendeckel sind abnehmbar, so daß die Kolben und Kolbenschieber nach vorn ausgebaut werden können. Die Kolbenstangen laufen in Metallstopfbüchsen, die Schieberstangen in



Lokomotiv-Hilfsdampfmaschine der Skoda-Werke.

Labyrinthdichtungen. Der ganze Zylinderblock ist durch Asbest und Verkleidungsbleche gut gegen Wärmeverluste geschützt.

Mit Rücksicht auf die langen Dampfzuleitungen und auf den Umstand, daß die Hilfsmaschine nur mit Unterbrechungen läuft, hat man der Entwässerung der Zylinder und Schieber besonderes Augenmerk geschenkt. Die Maschine verträgt zwar beim Anlassen auch Dampf mit beträchtlichem Wassergehalt. Trotzdem sind aber an der Unterseite des Zylinderblockes noch zwei Reihen von je drei Entwässerungsventilen besonderer Bauart vorgesehen. Sie werden durch Druckluft gesteuert und besitzen eine Verriegelung, die erst dann ein Verschließen der sonst ständig geöffneten Ventile gestattet, wenn die Dampfmaschine bereits in Tätigkeit ist. Sobald die Maschine aufhört zu arbeiten, öffnen sich diese Ventile wieder selbsttätig.

Das Ritzel ist in der Mitte der Kurbelwelle angeordnet und befindet sich dauernd in Eingriff mit dem Zahnrad. Damit es dessen Bewegungen, die durch die anzutreibenden Achsen bedingt sind, folgen kann, ohne den Zahneingriff in seiner vollen Breite zu beeinträchtigen, ist das Ritzel auf der Kurbelwelle kugelig gelagert und wird durch einen Querzapfen mitgenommen. Das Zahnrad mit dem warm aufgezogenen Zahnkranz sitzt lose auf der Lokomotivachse und wird durch eine vereinigte Reibungs- und Klauenkupplung mit dieser kraftschlüssig verbunden. Die beiden Kupplungen sind beiderseits des Zahnrades auf der Lokomotivachse

angeordnet. Beim Einschalten tritt zuerst die Reibungskupplung in Tätigkeit und bringt die Dampfmaschine möglichst stoßfrei auf die Drehzahl der Lokomotivachse; ist diese erreicht, so stellt die Klauenkupplung die endgültige Verbindung her. Die Reibungskupplung ist als Lamellenkupplung ausgebildet. Die Klauenkupplung besteht aus einer kräftig bemessenen, auf der Achse fest aufgekeilten Nabe mit Klauen, die in entsprechende Gegenklauen eingeschoben werden, die in den trommelartig verlängerten Zahnkranz des Zahnrades eingefräst sind. Die Zahnräder und Kupplungen sind in einem zweiteiligen Stahlgußgehäuse untergebracht, das auf der Lokomotivachse gelagert und mit dem Rahmen gelenkig verbunden ist.

Maschinenbett und Zylinderblock dienen zugleich als Rahmenversteifungen. Da das Maschinenbett als Ölwanne für die Schmierung des Kurbeltriebes ausgebildet ist, wurde es nicht unmittelbar an den Zylinderblock angeschlossen, sondern ist von ihm durch einen Zwischenraum getrennt, so daß Verunreinigungen des Öles durch niedergeschlagenen Stopfbüchsendampf vermieden werden.

Der Frischdampf wird den Einströmröhren entnommen, der Abdampf entweder zum Betrieb einer Abdampfstrahlpumpe verwendet oder durch das Blasrohr abgeführt.

Der Vorteil dieser Hilfsantriebsmaschine besteht vor allem darin, daß die Zahnräder sich ständig im Eingriff befinden und daher keinen Stößen ausgesetzt, sondern nur der natürlichen Abnutzung unterworfen sind. Das Kupplungsverfahren ist der Firma Skoda geschützt. Außerdem ergeben sich durch die Anordnung im abgefederten Rahmen geringe unabgefederte Gewichte weshalb sich die Bauart auch für schnellfahrende Lokomotiven und schwächeren Oberbau eignet. Eine regelspurige Ausführung mit einer Zugkraft von etwa 5600 kg, einem Zylinderdurchmesser von 300 mm und einem Kolbenhub von 280 mm wiegt samt Radsätzen und Achslagern etwa 9000 kg.

Die Textabbildung zeigt eine solche Hilfsdampfmaschine mit abgenommenem Deckel. Hilfsantriebsmaschinen dieser Art sind für Lokomotiven verschiedener Bahnen in China geliefert worden. R. D.

### Auspuff-Turbolokomotiven Bauart Ljungström.

Die erste Ljungström-Auspuff-Turbolokomotive steht auf der Grängesberg-Öxelösund-Eisenbahn seit Frühjahr 1932 im regelmäßigen Güterzugdienst. Auf Grund ihrer guten Bewährung beschaffte die Bahngesellschaft im vergangenen Jahre zwei weitere gleiche Lokomotiven. Von Mai 1932 bis November 1936 hatte die erste Lokomotive 215 000 km in schwerem Frachtdienst zurückgelegt. Während dieser Zeit war sie vier Monate zum Umbau des Überhitzers und viereinhalb Monate für die Ausbesserung (nach 115 000 km) außer Dienst. Die durchschnittliche Monatsleistung betrug 4730 km, die höchste Monatsleistung 5 884 km. Bei der ersten Hauptuntersuchung zeigten sich Turbine und Getriebe in gutem Zustand. Die Unterhaltungskosten werden als sehr gering angegeben, was auf das geschlossene Schmiersystem und die Verringerung der gleitenden Flächen zurückgeführt wird. Die Kolbenlokomotiven der Bahn werden schon nach 50 bis 60 000 km Laufstrecke einer Ausbesserung unterzogen.

Die Lokomotiven von der Achsanordnung 1 D mit kleinem zweiachsigen Tender (Abb. 1) weisen folgende Hauptabmessungen auf:

Fb. Heizfläche der Feuerbüchse . . . . .	12,3 m <sup>2</sup>
Fb. gesamte Verdampfungsheizfläche . . . . .	149,2 „
Heizfläche des Überhitzers . . . . .	100 „
Rostfläche . . . . .	3 „
Kesselspannung . . . . .	13 atü
Treibraddurchmesser . . . . .	1 350 mm
Fester Achsstand . . . . .	4 950 „
Gesamter Achsstand . . . . .	7 950 „
Größte Geschwindigkeit . . . . .	60 km/h
Nenn-Leistung der Turbine bei 40 km/h . . . . .	1 370 PS
Dieselbe Leistung am Radumfang gemessen . . . . .	1 270 „
Umdrehungszahl der Turbine bei 60 km/h . . . . .	12 000 U/min
Übersetzungsverhältnis Turbine/Blindwelle . . . . .	50,8

Reibungsgewicht . . . . .	72 t
Leergewicht, Lokomotive allein . . . . .	78 „
Dienstgewicht, „ . . . . .	84 „
Wasservorrat des Tenders . . . . .	15 m <sup>3</sup>
Kohlenvorrat des Tenders . . . . .	5 t
Achsstand von Lokomotive und Tender . . . . .	14 350 mm
Länge von Lokomotive und Tender über Puffer . . . . .	17 900 „
Dienstgewicht von Lokomotive und Tender . . . . .	117,5 t
Gewicht auf den laufenden Meter . . . . .	6,57 „

Die Höchstleistung an der Turbinenwelle beträgt 2000 PS. Die Turbine und das Zahnradgetriebe sind am vorderen Ende der Lokomotive angeordnet. Für den Rückwärtsgang werden in das Getriebe Zwischenzahnäder vom Führerstand aus eingeschaltet. Das letzte, sich langsam bewegende Zahnrad und die Blindwelle sind nachgiebig gelagert, so daß die Blindwelle senkrecht schwingen kann. Das Maß zwischen den Rohrwänden des Kessels ist 4 250 mm. Zur Verbesserung der Bogenläufigkeit sind die Spurkränze der mittleren Kuppelräder um 10 mm schwächer gedreht. Die Verbrennungsluft strömt wie gewöhnlich durch Klappen im Aschenkasten ein, der erforderliche Zug wird dadurch bewirkt, daß der Abdampf der Turbine durch das Blasrohr strömt, dessen Düsenquerschnitt von der Anlaßvorrichtung der Turbine selbsttätig verändert wird. Auf diese Weise wird bei kleiner, durch die Turbine fließender Dampfmenge die Zugwirkung verstärkt. Der Dampf gelangt aus dem Kessel durch einen Naßdampfregler, den Überhitzer, einen Dampfsammler und ein Dampfsieb zum Einlaßventil der Turbine, wobei der Druckverlust 1/2 at erreicht. Die fünf Düsen der Anlaßvorrichtung werden vom Führerstand aus betätigt. Die größte stündliche Durchsatzmenge ist 8000 kg. Der Regler dient nicht zur Begrenzung der Turbinenleistung, sondern er wird nur ganz geöffnet oder geschlossen. Die Turbine ist von der vereinigten Gleichdruck-Überdruckbauart. Abb. 2 zeigt die berechnete Wirkungsgradkurve bei Vollast, wie auch einige Versuchsergebnisse, welche ersehen lassen, daß der Wirkungsgrad für einen weiten Geschwindigkeitsbereich gleichmäßig hoch bleibt. In Abb. 2 ist auch der Verlauf der Zugkraft, der Leistung an der Turbinenwelle und der Leistung am Radumfang eingetragen.

Versuche im regelmäßigen Güterzugdienst ergaben, daß eine Anhängelast von 1714 t auf 10 v. T. mit 7 km/h befördert werden kann. Hierbei wurde nach Anzeige im Meßwagen während etwa fünf Minuten eine Zugkraft von 21,6 bis 22,2 t am Zughaken ausgeübt, während Kolbenlokomotiven, ohne ins Schleudern zu geraten, auf der gleichen Strecke nur 17 t Zugkraft ausüben können.

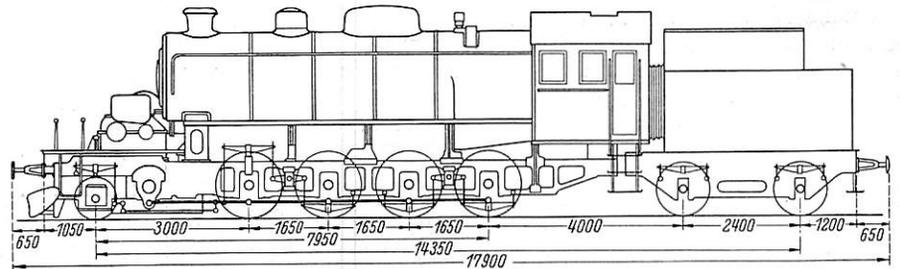


Abb. 1. 1 D Auspuff-Turbolokomotive Bauart Ljungström.

Die Erbauerin der Turbolokomotiven gibt an, daß infolge des gleichmäßigeren Drehmoments das Zuggewicht gegenüber dem Betrieb mit Kolbenlokomotiven um 25 v. H. erhöht werden kann. Der Wegfall der Wirkung der unausgeglichenen Maßkräfte rechtfertigt außerdem bei gleicher Beanspruchung des Oberbaues eine Erhöhung der zulässigen Achsdrücke, was sich für eine Lokomotive mit gegebener Achsfolge in einer weiteren Erhöhung der Anhängelast ausdrückt.

Über die Arbeitslage des Kessels gibt die folgende Zahlentafel Aufschluß, die bei Versuchsfahrten mit 1754 t Anhängelast gewonnen wurde:

Steigung v. T. . . . .	0	10
Kesseldruck atü . . . . .	13	12,7 bis 12
Überhitzung auf °C . . . . .	400	420
Anzahl der offenen Düsen . . . . .	3	5
Gegendruck atü . . . . .	0,25	0,32
Unterdruck in der Rauchkammer mm WS. . . . .	150	200
Leistung am Zughaken PS . . . . .	1400	1500

Im Kohlenverbrauch erweist sich die Auspuff-Turbolokomotive gegenüber einer Heißdampf-Dreizylinderlokomotive sehr sparsam. Der Verbrauch ohne Überholung der Maschine nach 35 000 km Laufstrecke war nach dem Ergebnis mehrerer Fahrten

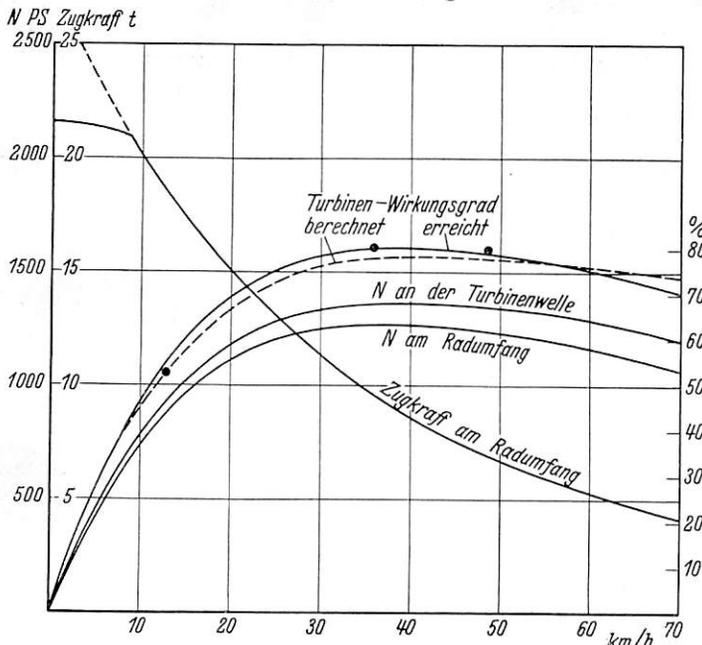


Abb. 2. Wirkungsgrad, Leistung und Zugkraft der 1 D Auspuff-Turbolokomotive.

auf der 103 km langen Strecke Eskilstuna—Oxelösund im Durchschnitt 1,3 kg/PS h am Zughaken oder 9,7 kg/1000 tkm ohne Lokomotive und 9,1 kg/1000 tkm mit Lokomotive. Die entsprechenden Zahlen für die Kolbenlokomotive betragen 1,715 — 12,6 — 11,7. Der Heizwert der Kohle war bei den Versuchen mit der Turbolokomotive 6990 kcal und bei den Versuchen mit der Kolbenlokomotive 6900 kcal. Die Verdampfungszahl ergab sich im ersten Fall zu 8,0 und im zweiten zu 7,7. Hierin drückt sich die gleichmäßigere Feueranfuehung der Turbolokomotive aus. Bei diesen Versuchen beförderte die Turbolokomotive Züge von durchschnittlich 1683 t, die Kolbenlokomotive von 1539 t. Die Kohlenersparnis der Turbolokomotive ergibt sich zu rund 30 v. H. Ein Versuch wurde mit praktisch gleichem Zuggewicht gemacht, nämlich mit 1550 bzw. 1539 t, wobei eine Kohlenersparnis von 23 v. H. gefunden wurde. Fast die gleiche Zahl, nämlich 23,8 v. H., ermittelte die Bahn bei Versuchsfahrten mit jeweils 1600 t Anhänglast, indem sie Verbrauchszahlen je 1000 tkm ohne Lokomotive von 10,35 bzw. 13,58 kg feststellte.

Die Nachbestellung der Grängesberg-Oxelösund-Bahn ist die erste von Turbolokomotiven. Nach den Berechnungen der Erbauerin der Maschinen beläuft sich der Mehrpreis einer Auspuff-Turbolokomotive gegenüber einer neuzeitlichen, gleich schweren Kolbenlokomotive bei Anfertigung von einem bis zwei Stück von 1000 PS Leistung (bei halber Höchstgeschwindigkeit gerechnet) auf 32 v. H., bei 2000 PS Leistung auf 12 v. H. und bei 3000 PS auf nur 3 v. H., während bei gleichzeitiger Anfertigung von 20 Lokomotiven der Mehrpreis 15 v. H., Null bzw. der Minderpreis 8 v. H. beträgt.

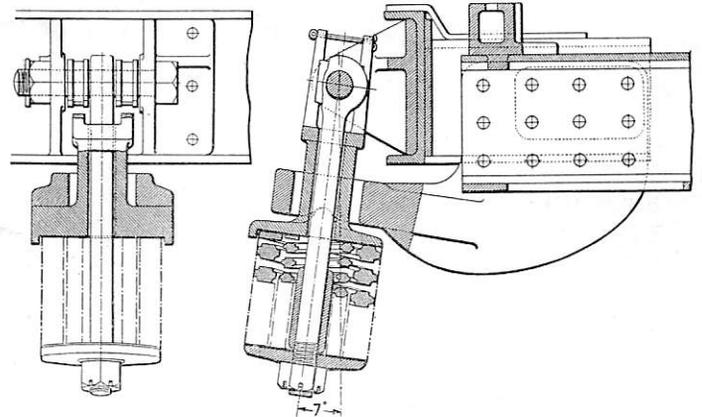
L. Schn.

### Timmis-Drehgestell für Personenwagen.

Das Timmis-Drehgestell, bei dem die Wiege beiderseits an zwei Pendeln in Schraubenfedern aufgehängt ist, wird schon seit 1906 verwendet. Neben Ausführungen in England, Irland und Belgien laufen Wagen mit solchen Drehgestellen vor allem auf den schmalspurigen englischen Kolonialbahnen in Mittelafrika.

Der Wiegenbalken ruht bei diesem Drehgestell mittels angesetzter Pratzen unmittelbar auf Schneiden, die auf den oberen Federtellern der Schraubenfedern angeordnet sind. Bei den ersten Ausführungen hat sich jedoch ein ziemlich starker Verschleiß an diesen Auflagerstellen gezeigt, weil es zwischen dem lose auf der Feder sitzenden Teller, dem Pendel und der Pratze an einer geeigneten Führung fehlte. Bei der neuesten Ausführungsform hat man daher den Federteller nach oben verlängert, so daß er das

Pendel mit einem Hals umschließt, der oben in Form einer Schleife am Aufhängebolzen des Pendels geführt wird. Auf diese Weise werden die Bewegungen der Wiege nicht mehr auf den Federteller allein, sondern auf das ganze Pendel übertragen. Die Textabb.



zeigt diese Ausführung, die sich gut bewährt haben soll. Die Gehänge sind, wie die Abb. zeigt, geneigt angeordnet, so daß eine Mittelstellkraft vorhanden ist. Übrigens wird das Timmis-Drehgestell von den Kolonialbahnen hauptsächlich wegen seines einfachen Aufbaus verwendet.

(Rly. Gaz.)

R. D.

### Normung.

Seit dem letzten Bericht über Normung im Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1935, Seite 473, sind für das Eisenbahnwesen eine größere Anzahl von neuen Normblättern erschienen (Vertrieb: Beuth-Verlag, Berlin SW 19). Die Wichtigsten davon seien nachfolgend herausgehoben:

#### Lokomotivbau:

Schrauben . . . . .	DIN LON 369 Blatt 1 und 2
Gewinde . . . . .	„ „ { 282 287—289 294
Federn . . . . .	„ „ 521—522
Werkzeuge . . . . .	„ „ 851, 856, 858
Bohrvorrichtungen (LON 482—486) . . . . .	„ „ 1521
Naßdampfstopfbüchsen . . . . .	„ „ { 5125, 5127, 5125 U 2129—2130 2127 U, 2140 U
Waschlukn . . . . .	„ „ { 2129—2130 2127 U, 2140 U
Bauteile für Dampflok, Werkstoffe . . . . .	„ „ 30 U
Normteile für Dampflok . . . . .	„ „ 33 U
Kreuzkopfbolzen . . . . .	„ „ 5302, Blatt 1, 2, 3
Zylinder-Sicherheitsventile . . . . .	„ „ { 3351, Blatt 2, 3, 4 3351 U
Dampfpfeife . . . . .	„ „ 3005 U
Reglerstopfbüchse . . . . .	„ „ 2321 U
Bremse . . . . .	„ „ 7151—52
Zugvorrichtung für 25 t-Zugkraft . . . . .	„ „ 4491, Blatt 1—4

#### Eisenbahnwagenbau:

Holzverzapfungen für Wände, Decken, Türen, Fenster, Fußböden (Richt- linien) . . . . .	DIN WAN 524, Blatt 1—3
---	------------------------

#### Eisenbahnwesen:

Rundgewinde . . . . .	DIN 262, Beiblatt
Schrauben, Muttern, Zubehör . . . . .	„ 5521, Blatt 1 und 2
Zug- und Stoßvorrichtung für 25 t-Zugkraft (Bruchbelastung ~ 67 t) . . . . .	„ 5562
Isapassungen . . . . .	{ 5601, Blatt 1 und 2 5602

Die Einführung der Isapassungen im Eisenbahnwesen umfaßt alle Zweige der Neubeschaffung und Instandsetzung bei Fahrzeugen und maschinellen Einrichtungen. Gültigkeit ab Januar 1937. Bei neuen Zeichnungen werden die Isapassungen künftighin

angewendet, alte vorhandene Zeichnungen sollen allmählich entsprechend abgeändert werden.

Desgleichen sind für den Kraftfahrzeugbau wieder neue Normen herausgegeben worden, die sich auf alle Teile der Kraftfahrzeuge beziehen.

Es wird ferner auf die Normblattentwürfe

DIN 1703 Weißmetall für Gleitlager und Gleitflächen

„ 1703 U Zinnarme und zinnfreie Weißmetalle für Gleitlager und Gleitflächen

E 1705 U Austausch der Zinnbronzen gegen Sonderbronze, Sondermessing und andere Werkstoffe  
und auf das Normblatt

DIN 1714 Aluminiumbronze

hingewiesen, die weitere Glieder in der Reihe der Maßnahmen zur Umstellung auf heimische Stoffe darstellen. (Durchgeführt vom Deutschen Normenausschuß in Verbindung mit dem VDI im Rahmen der Reichsgemeinschaft der techn.-wissenschaftl. Arbeit.)

## Verschiedenes.

### Reichsausstellung „Gebt mir vier Jahre Zeit“, Berlin 1937.

Die Ausstellung ist die erste umfassende Schau des Nationalsozialismus zu dem gewaltigen Schaffen in den letzten vier Jahren zum Wiederaufbau Deutschlands. Neue ausstellungstechnische Mittel wurden erdormen und eingesetzt, um in packender und übersichtlicher Darstellungsweise diesen Rechenschaftsbericht nationalsozialistischer Regierung zu geben. In der Empfangshalle, an deren Decke ein riesiges Hoheitszeichen mit 27 m Spannweite des Adlers als Sinnbild des Wiederaufstiegs schwebt, zeigen neun, in einem 120 m breiten Wandbogen aufgestellte Bildbücher in den Ausmaßen von 8,5 m Höhe und 6 m Breite in je sechs sich langsam selbsttätig umschlagenden Seiten eindrucksvolle Zeitpunkte auf allen Gebieten des Aufbauwerks. Deutsche Arbeit, deutscher Sozialismus, deutsche Kultur, deutsche Politik sind die Themen der Bilder, die auch die ganze Ausstellung beherrschen. Zu dem bildhaften Auftakt in dieser Halle tritt die gegenständliche Schau in der Halle II, die von dem 20 m hohen Kopfbild des Führers inmitten von Arbeiter- und Bauernscharen beherrscht wird. Dem Führer gegenüber veranschaulichen zwei gigantische Soldatenbilder die Wiedergewinnung deutscher Wehrhoheit zum Schutz friedlichen Schaffens. Diese sind auch das Tor zu der erstmalig durchgeführten Schau der Wehrmacht in allen Waffengattungen. Zwischen diesen beiden Polen schweben über den Ausstellungsgegenständen in 2,6 m Höhe über Fußboden, zu vier riesenhaften Dreiecken geformte Bildwände, auf deren 250 m<sup>2</sup> großen Flächen von Künstlerhand zusammengestellte Fotos eindringliche Anschauung von den acht Leistungsgruppen geben: Landgewinnung und Nahrungsfreiheit, Bauwirtschaft, Gewerbe und Industrie, Motorisierung und Verkehrswirtschaft, Sozial- und Kulturpolitik Partei und Staat. Diesen haushohen Bild-Dreiecken gegenüber, ragt ein naturgetreu nachgebildeter Teil der Mangfallbrücke in den Raum hinein; unter ihm zieht sich in 62 m Länge das Modell einer Reichsautobahnstrecke von den ersten Anfängen des Baus bis zur Verkehrsaufnahme mit den verschiedensten Fahrzeugen. Ein großer Teil der Ausstellungsgegenstände und statistischen Angaben betrifft „Motorisierung und Verkehrswirtschaft“. Angeführt wird u. a., daß bei der Deutschen Reichsbahn in der Zeit von 1932 bis 1936 der Personenverkehr von 1305 auf 1613 Millionen Fahrgäste, der Güterverkehr von 280 auf 451 Millionen Tonnen stieg. An einem Modell mit verschiedenen fahrenden Zugtypen zeigt die Deutsche Reichsbahn die Steigerung der fahrplanmäßigen Geschwindigkeit im Güterverkehr bis zu 90 km/h beim Schnellgüterzug, im Personenverkehr bis zu 160 km/h beim Schnelltriebwagen in den vier Jahren. Viele Modelle der neuesten Lokomotiven für Personen- und Güterverkehr, von Triebwagen, D-Zugwagen, des fahrbaren Anschlußgleises, der induktiven Zugsicherung, der Fahrzeuge für den Autobahnen- und Reichsstraßenverkehr legen Zeugnis von den großen Leistungen der Deutschen Reichsbahn am Wiederaufbau ab, an dem sie auch mit einem großen Arbeitsbeschaffungsprogramm im Gesamtbetrage von etwa sechs Milliarden Mark beteiligt war. Im besonderen sind noch auf Tafeln „Vier Jahre Reichsbahn-Schnellverkehr durch Triebwagen“ und der Betrieb und Ausbau der Kraftomnibuslinien veranschaulicht.

Przygode VDI VDE.

### Reichsausstellung „Schaffendes Volk“, Düsseldorf 1937.

Die in Größtabmessungen angelegte Ausstellung dient der Förderung der durch den zweiten Vierjahresplan des Führers

gestellten Aufgaben. Ihr Kernstück ist die Werkstoffschau, die durch das Amt für deutsche Roh- und Werkstoffe beim Beauftragten zur Durchführung des Vierjahresplanes zu einer Vierjahresplan-Werkstoffschau gestaltet ist. Eine Einführung in diese Schau vermittelt die „Ehrenhalle des werktätigen Volkes“, in der der Besucher einen tiefen Einblick in die bereits über Jahrhunderte geleistete gewaltige Kopf- und Handarbeit erhält, die der deutsche Mensch aufbringt, um durch Veredelung seiner Rohstoffe Holz, Kohle, Erz und Erden die verschiedenartigsten Spitzenerzeugnisse herzustellen. In den sich anschließenden Hallen wird auf die Herstellung heimischer Treibstoffe, von Stahl und Eisen, Leichtmetallen, Kunststoffen wie Buna, Zellwolle, Kunstseide, Keramik und Glas in umfassendster Weise eingegangen, um die breite Öffentlichkeit über den gegenwärtigen Stand auf diesen Gebieten zu unterrichten, den Fachmann zu weiterer Entwicklung anzuregen. Dies gilt besonders von den neuen deutschen Kunststoffen aus den Grundstoffen: Cellulose, Eiweißstoffe, Kalk, Kohle, Wasser und Luft. Die deutsche Kunststoffindustrie zeigt in Gemeinschaftsarbeit mit dem Fachausschuß für Kunst- und Preßstoffe beim VDI erstmalig in einer öffentlichen Schau den Entwicklungsstand ihrer Erzeugnisse. Alle Verbraucherkreise sollen durch die Schau mit dem Begriff „Kunststoffe“ vertraut gemacht werden und erkennen, daß diese neuen Werkstoffe berufen sind, gleichberechtigt neben die herkömmlichen natürlichen Werkstoffe zu treten. Die Kunststoffe werden seit Jahren in der Elektrotechnik und für Gebrauchsgegenstände verwendet. Sie sind heute schon Baustoffe in der chemischen Industrie und im Maschinenbau, in den Fahrzeugen des Verkehrs. Die Deutsche Reichsbahn hat auf ihrem Stand einen A B 4 ü-D-Zugwagen I./II. Klasse mit Übergangsfaltenbälgen, Baujahr 1923 ausgestellt, der bei der letzten Überholung weitestgehend mit Heimstoffen als vollwertigen Austauschstoffen für bisherige Metall-, Gummi- und Wollstoffe ausgerüstet wurde. Die Stoffe sind langjährig erprobt und haben sich auch für starke Betriebsbeanspruchungen bewährt. Die Wagendachdecke besteht aus Zellwolle mit Kunststofftränkung (Mipolam). Die Faltenbälge haben außen: Segeltuch mit 30% Zellwolle, innen: Drell aus deutschem Flachs, im Kopf das gleiche Material wie die Wagendecke. Zu dem Schmierpolster für Achslager, den Polsterbezügen der Sitze, den Kopfschutzdecken, den Fenstervorhängen, Teppichen ist Zellwolle verwendet. Der Fußbodenbelag ist Mipolam, die Wandbekleidung unten: Mipolam, oben: Zellwolle mit deutschem Nitro-Zelluloseüberzug. In gleicher Ausführung ist die Deckenbekleidung. Brems- und Heizschläuche bestehen aus Buna mit Kunstfaser-Mischgewebe (Zellwolle—Baumwolle 50/50). Die Akkumulatorenkästen sind aus Buna. Die Fenster-Zugriemen haben Zellwolle mit Kunstseide. Die Abortsitze bestehen aus Kunststoff (Aminoplast). Der Anstrich des Wagenkastens ist innen: Phenol-Harzack, außen: Nitro-Kunstharzanstrich, der der Drehgestelle mit Steinkohlenteerpech. Eine gute Ergänzung zu der Kunststoffausstellung war die Kunststofftagung am 12. und 13. Mai auf dem Ausstellungsgelände, die dem Hersteller und Verbraucher von Kunststoffen durch die Vorträge zumal durch die Kurzberichte aus dem Schaffen der Arbeitsgruppen des VDI-Fachausschusses zu neuen Erkenntnissen in den physikalischen und chemischen Eigenschaften der Kunststoffe, im Preßstofflagerbau, in der Spritztechnik von Kunststoffen u. a. mancherlei Anregungen gegeben haben dürfte (vergl. ETZ, Heft 18 vom 6. 5. 37, S. 465 u. ff.).

Przygode VDI VDE.

*Sämtliche in diesem Heft besprochenen oder angezeigten Bücher sind durch alle Buchhandlungen zu beziehen.*

Der Wiederabdruck der in dem „Organ“ enthaltenen Originalaufsätze oder des Berichtes, mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne Genehmigung des Verfassers, des Verlages und Herausgebers nicht erlaubt und wird als Nachdruck verfolgt.